



Universidad
Carlos III de Madrid

Departamento de Ingeniería Mecánica

INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL: MECÁNICA

PROYECTO FIN DE CARRERA

REGISTRO Y ANÁLISIS DE LA SEÑAL VIBRATORIA DE UN EJE FERROVIARIO A ESCALA PARA DEFECTOLOGÍA.

Autor: Raúl Sánchez Barato.

Tutores: Dr. Higinio Rubio Alonso.
María Jesús Gómez García.

Leganés, 29 de Octubre de 2012



Título: Registro y análisis de la señal vibratoria de un eje ferroviario a escala para defectología.

Autor: Raúl Sánchez Barato.

Directores: Higinio Rubio Alonso.
María Jesús Gómez García.

EL TRIBUNAL

Presidente: _____

Vocal: _____

Secretario: _____

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día 29 de Octubre de 2012 en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la **CALIFICACIÓN** de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE

*Registro y análisis de la señal vibratoria de un eje ferroviario
a escala para defectología*



Universidad
Carlos III de Madrid



Agradecimientos

En primer lugar me gustaría agradecer a María Jesús Gómez toda su ayuda prestada y su tiempo dedicado para la realización y consecución de este proyecto. También a Higinio Rubio por guiarme y facilitarme información fundamental para poder comprender correctamente este proyecto. Gracias a los dos, vuestra ayuda ha sido fundamental para mí.

Por otro lado, me gustaría agradecer a mi familia todo el apoyo mostrado y sus buenos consejos. A mi abuelo porque también me ha aportado la presión necesaria para no relajarme en ningún momento y poder finalizar este trabajo.

Por último no me quiero olvidar de personas que han compartido horas y horas de trabajo conmigo como Borja, Germán,... Pero sobre todo la persona que más horas de trabajo ha compartido conmigo, ha sabido entenderme en los peores días, y gracias a su apoyo ha sido posible seguir hacia delante. Aparte es una de las personas más especiales en mi vida, gracias Ana.



Universidad
Carlos III de Madrid



Resumen

El presente proyecto está basado en el análisis vibratorio de dos ejes ferroviarios, a los cuales se les aplicará varios niveles de defecto, concretamente los niveles van a ser 0%, 16%, 33%, 50%, todos ellos respecto del diámetro del eje. Aparte las medidas de vibración se realizarán para diferentes velocidades de rotación, 20Hz, 40Hz y 60Hz en un banco de ensayos llamado Rotokit.

Por otro lado, el estudio de vibraciones consistirá, en primer lugar, en la captación de señales en el dominio del tiempo, para posteriormente pasarlas al dominio de la frecuencia. Finalmente para filtrar los datos de las señales de vibración, se realizarán promediados de los mismos, y se aplicará la técnica de bandas de frecuencia a dichas señales. Esto será posible gracias a la utilización de programas editados en Matlab®.

Tras el procesamiento de la señal de vibración se representarán conjuntamente en una misma gráfica, en el dominio de la frecuencia, y frente a la PSD, cuatro señales de vibración correspondientes a cada uno de los posibles niveles de defecto del eje, para una misma velocidad de giro. A través de estas gráficas se identificarán patrones repetitivos de conducta de la señal, para un rango determinado de frecuencia.



Universidad
Carlos III de Madrid



Abstract

This project is based on vibration analysis of two rail axes, to which are applied several defect levels, specifically the levels will be 0%, 16%, 33%, 50%, all over the shaft diameter. Other measures will be carried out for different vibration speeds, 20Hz, 40Hz and 60Hz on a test bench called Rotokit.

Moreover, the study of vibrations consists, firstly, in the signal acquisition in the time domain, and later transforms them to the frequency domain. Finally, to filtering the vibration signals, there will be averaged thereof, and applies the technique of frequency bands to these signals. This will be possible thanks to the use of edited programs in Matlab®.

After processing of the vibration signal are plotted together on the same graph, in the frequency domain, and compared to the PSD, four vibration signals corresponding to each possible defect levels shaft speed for a given of rotation. Through these graphs will identify repetitive patterns of behavior of the signal, for a specific frequency rang.



Universidad
Carlos III de Madrid

ÍNDICE GENERAL.

<u>CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN</u>	2
1.1 MOTIVACIONES	3
1.2 OBJETIVOS	5
1.3 ETAPAS DEL PROYECTO	7
1.4 ESTRUCTURA DEL DOCUMENTO	8
 <u>CAPÍTULO 2: EJES FERROVIARIOS</u>	 11
2.1 HISTORIA DE LOS FALLOS PROVOCADOS POR FATIGA EN EJES FERROVIARIOS.....	 12
2.2 EJES FERROVIARIOS.....	16
2.2.1 Introducción.....	16
2.2.2 Ejes de un vehículo.....	17
2.2.3 Características estructurales.....	18
2.2.4 Tipos de ejes.....	18
2.2.5 Definiciones de eje ferroviario.....	19
2.2.6 Ejes montados o calados.....	20
2.2.7 El ferrocarril de alta velocidad y la utilización del eje hueco.....	 24
 <u>CAPÍTULO 3: MANTENIMIENTO BASADO EN EL ANÁLISIS DE VIBRACIONES</u>	 20
3.1 INTRODUCCIÓN.....	26
3.2 VIBRACIONES.....	28
3.3 CLASIFICACIÓN DE LAS SEÑALES DE VIBRACIÓN.....	30
3.4 CONTROL DE LAS VIBRACIONES.....	31

3.5 MANTENIMIENTO DE MAQUINAS BASADO EN LAS	
VIBRACIONES.....	33
3.5.1 Mantenimiento predictivo.....	34
3.5.1.1 Ventajas del mantenimiento predictivo.....	36
3.5.1.2 Desventajas del mantenimiento predictivo.....	37
3.5.2 Metodología aplicable al mantenimiento predictivo.....	37
3.5.3 Técnicas aplicables al mantenimiento predictivo.....	46

<u>CAPÍTULO 4: TÉCNICAS DE TRATAMIENTO DE LA</u>	
<u>SEÑAL VIBRATORIA.....</u>	51
4.1 INTRODUCCIÓN.....	52
4.2 ANÁLISIS DE LA SEAL APLICANDO LA TRANSFORMADA	
DE FOURIER.....	53
4.2.1 Introducción.....	53
4.2.2 La transformada de Fourier.....	55
4.2.3 Aliasing o efecto del solapamiento.....	61
4.2.4 Efecto ventana o "leakage".....	63
4.2.5 Efecto empalizada o 'Picket-Fence'.....	65
4.3 PSD Y POTENCIA ESPECTRAL.....	66

<u>CAPÍTULO 5: CARACTERIZACIÓN DE DEFECTOS A PARTIR DE</u>	
<u>SEÑALES VIBRATORIAS.....</u>	68
5.1 PRINCIPALES TIPOS DE DEFECTOS EN MÁQUINAS.....	69
5.2 DESEQUILIBRIO.....	70
5.3 DESALINEAMIENTO.....	72
5.4 DEFECTOS RELACIONADOS CON ENGRANAJES.....	76
5.5 RODAMIENTOS.....	79



5.6 HOLGURAS MECÁNICAS.....	83
5.7 COJINETES DE FRICCIÓN.....	85
5.8 ROCES EN LAS MÁQUINAS.....	86
5.9 PROBLEMAS ELÉCTRICOS.....	88
5.10 PROBLEMAS EN CORREAS.....	89
5.11 PROBLEMAS HIDRÁULICOS Y AERODINÁMICOS.....	91
<u>CAPITULO 6: METODOLOGÍA EMPLEADA</u>	94
6.1 SISTEMA DE MEDIDA.....	95
6.2 SOFTWARE PARA LA ADQUISICIÓN DE DATOS.....	100
6.2.1 Software Btool.....	100
6.2.2 Software ADEVI.....	105
6.2.3 Otros softwares utilizados.....	110
6.3 METODOLOGIA APLICADA Y BASE DE DATOS GENERADA.....	111
<u>CAPITULO 7: RESULTADOS OBTENIDOS</u>	121
7.1 INTRODUCCIÓN.....	122
7.2 ANÁLISIS EN EL TIEMPO.....	122
7.3 ANÁLISIS EN FRECUENCIA.....	124
7.4 ANÁLISIS FINAL.....	127
7.4.1 Análisis del caso 1.....	133
7.4.2 Análisis del caso 2.....	136
7.4.3 Análisis del caso 3.....	139
7.4.4 Análisis del caso 4.....	142
7.4.5 Análisis del caso 5.....	145
7.4.6 Análisis del caso 6.....	148
7.5 PATRONES DE CONDUCTA IDENTIFICADOS.....	151



<u>CAPITULO 8: CONCLUSIONES</u>	153
8.1 CONCLUSIONES.....	154
<u>CAPITULO 9: TRABAJOS FUTUROS</u>	157
9.1 TRABAJOS FUTUROS.....	158
BIBLIOGRAFÍA	159
REFERENCIAS ELECTRÓNICAS	161
ANEXO I: Gráficas finales	163

ÍNDICE DE FIGURAS.

Figura1. Pintura del accidente ferroviario sufrido en Versalles en 1842.....	13
Figura2. Descarrilamiento de un tren en Gran Bretaña a finales del siglo XVIII.....	13
Figura3. Accidente ferroviario en Rickerscote, Stafford.....	14
Figura 4. Accidente ferroviario de Viareggio, Italia.....	15
Figura 5. Accidente aéreo del Boeing 737 perteneciente a Aloha Airlines en Hawai.....	15
Figura 6. Accidente del Prestige.....	16
Figura7. Partes de un eje ferroviario.....	20
Figura 8. Ejes calados.....	21
Figura 9. Diseños de ejes calados.....	23
Figura 10. Ferrocarril de alta velocidad.....	24
Figura11. Características de una onda periódica.....	29
Figura12. Clasificación de las señales vibratorias.....	31
Figura13. Evolución de la señal de vibración emitida por una máquina en funcionamiento.....	32
Figura14. Esquema de criterios para análisis predictivo.....	35
Figura15. Pasos del mantenimiento predictivo.....	38
Figura16. Etapas del mantenimiento predictivo.....	40
Figura17. Proceso para la adquisición de la señal de vibración.....	44
Figura18. Ejemplo de espectro de potencia de una máquina con varios defectos.....	45

Figura19. Análisis de vibraciones.....	48
Figura20. Análisis de aceites.....	49
Figura 21. Termografía infrarroja.....	49
Figura22. Análisis por ultrasonido.....	50
Figura23.Relación entre dominios temporales y frecuenciales.....	54
Figura24. Transformada discreta de Fourier de una señal analógica.....	59
Figura 25. Tabla de relación de operaciones utilizando FFT.....	61
Figura 26. Representación espectral de la señal muestreada.....	62
Figura27. Efecto generado al reducir la frecuencia de muestreo.....	63
Figura28. Efecto leakage.....	64
Figura29. Aplicación de la ventana temporal a una señal.....	64
Figura30. Efecto 'Picket-Fence'.....	65
Figura31.Espectro de frecuencia típico de un desequilibrio de fuerzas.....	71
Figura32.Espectro de frecuencia típico de un desequilibrio del acoplamiento.....	71
Figura33.Espectro de frecuencia típico de un desequilibrio de un rotor en voladizo.....	72
Figura34.Espectro de frecuencia típico de un rotor excéntrico.....	72
Figura35. Tipos de desalineación entre ejes.....	73
Figura36.Rodamiento y casquillo mal alineados respecto al eje.....	74
Figura37.Firma espectral característica de desalineamiento cojinete – eje.....	75
Figura38. Espectro de frecuencia típico de un engranaje en buen estado.....	77

Figura39. Desalineamiento en engranajes.....	77
Figura40. Espectro de frecuencia de un engranaje con desgaste en un diente.....	78
Figura41. Espectro de frecuencia de un engranaje excéntrico.....	78
Figura42. Partes de un rodamiento.....	80
Figura43. Fase 1 del deterioro de un rodamiento.....	80
Figura44. Fase 2 del deterioro de un rodamiento.....	81
Figura45. Fase 3 del deterioro de un rodamiento.....	81
Figura46. Fase 4 del deterioro de un rodamiento.....	82
Figura47. Espectro de frecuencia de la holgura mecánica de tipo A.....	83
Figura48. Espectro de frecuencia de la holgura mecánica tipo B.....	83
Figura49. Espectro de frecuencia de la holgura mecánica tipo C.....	84
Figura50. Espectro de frecuencia de un cojinete en avanzado estado de deterioro.....	85
Figura51. Esquema de un cojinete en el que se produce el fenómeno de Oil Whirl.....	86
Figura52. Espectro de frecuencia característico de un rozamiento del rotor.....	87
Figura53. Espectro de frecuencia característico de correas flojas, gastadas o mal unidas.....	89
Figura54. Espectro de frecuencia característico de un desalineamiento entre poleas.....	90

Figura55 Espectro de frecuencia característico de poleas acanaladas excéntricas.....	90
Figura56.Espectro de frecuencia debido a resonancia de la correa.....	91
Figura57.Espectro de frecuencia típico de bombas, compresores, ventiladores, etc.....	92
Figura58. Espectro de frecuencia característico de turbulencias en el flujo.....	92
Figura59. Espectro de frecuencia debido a cavitación.....	93
Figura60. Esquema del sistema de medida.....	95
Figura61.Rotokit con protección abierta.....	96
Figura62.Detalle de Rotokit con protección abierta.....	96
Figura63.Vista lateral del Rotokit.....	97
Figura64. Colocación del acelerómetro.....	98
Figura65.Parte delantera de amplificador NEXUS.....	99
Figura66.Parte trasera de amplificador NEXUS.....	99
Figura67. Tarjeta keithley.....	100
Figura68. PC utilizado para las mediciones de vibración.....	100
Figura69.Panel de control de Btool.....	102
Figura70. Pestaña adquisición de datos de Btool.....	102
Figura71.Pestaña de transformadas en Btool.....	103
Figura72.Interfaz gráfica “Allchannels.m”.....	104
Figura73.Esquema de las opciones principales de Btool.....	105

Figura74. Imagen del menú de ADEVI.....	107
Figura75. Imagen de interfaz ADEVI.....	107
Figura76. Figura de interfaz ADEVI.....	108
Figura77.Figura de representación frecuencial en ADEVI.....	108
Figura78.Imagen de información obtenida a partir de ADEVI.....	109
Figura79.Información de archivo.txt.....	109
Figura80.Jerarquia para ordenar los datos de ADEVI por carpetas.....	110
Figura81. Eje fisurado al 16% de su diámetro.....	112
Figura82. Ejecución del software Btool.....	115
Figura83. Selección del sistema de adquisición de datos.....	115
Figura84. Elección de opción automática en Btool.....	116
Figura85. Opciones de configuración de tarjeta en Btool.....	117
Figura86. Ventana de introducción de ciclos en Btool.....	118
Figura87. Representación gráfica de Btool una vez terminados 100 ciclos....	118
Figura88.Esquema de la base de datos obtenida.....	120
Figura89.Grafica en el dominio del tiempo registrada por Btool.....	123
Figura90.Variación de tiempo que hay entre dos puntos consecutivos de la gráfica PSD.....	124
Figura91. Grafica en el dominio frecuencial registrada por ADEVI.....	125
Figura92. Variación de frecuencia que hay entre dos puntos consecutivos de la gráfica de psd.....	126
Figura93.Aplicación de bandas de frecuencia con $X=128$	128



Figura94.Representación a 20Hz con $x=128$	129
Figura95.Proceso de transformación y filtrado de la señal de vibración.....	155



CAPÍTULO 1:

INTRODUCCIÓN.

1.1 MOTIVACIONES.

Actualmente podemos encontrar muchas posibilidades de transporte, pero no cabe duda de que el transporte terrestre haya sido el que más ha evolucionado a lo largo de la historia, teniendo su gran impacto en la Revolución Industrial, y la posterior invención del ferrocarril en 1804.

Entre los componentes mecánicos que forman el conjunto ferroviario, uno de los más importantes es el eje, causante del rodaje de las ruedas sobre las vías.

Es importante conocer que la mayoría de los fallos producidos en el eje ferroviario son fallos a fatiga. A lo largo de la vida en servicio del eje, pueden aparecer discontinuidades en los mismos las cuales si no se detectan a tiempo pueden ocasionar el fallo del componente mecánico, originando accidentes ferroviarios.

Desgraciadamente a lo largo de la historia se han producido multitud de accidentes ferroviarios a causa de fallos a fatiga. El problema es que, sólo después de haberse producido la catástrofe es cuando se estudia con más detenimiento los problemas y se ponen soluciones para que no vuelvan a ocurrir.

A todo esto, hay que añadir que cuando se produce un accidente ferroviario, las pérdidas económicas originadas son elevadísimas.

Por todo esto, resulta de gran importancia el desarrollo de técnicas de diagnóstico y de mantenimiento para la detección de discontinuidades en los elementos mecánicos que componen este medio de transporte. Estas técnicas permiten la organización y planificación de intervenciones que no afectan al servicio del equipo y tratan de ajustar al máximo la vida útil del elemento en servicio, planificando la intervención antes de que el fallo se produzca.

Capítulo 1: Introducción.

Lamentablemente, el inconveniente que presenta el mantenimiento, la detección y la realización de estudios sobre los elementos mecánicos son los elevados costes que originan.

Por ello, actualmente se están empleando diferentes softwares para realizar estudios, con el objetivo de conocer cuándo aparece una discontinuidad en los elementos ferroviarios y en qué manera influye sobre ellos. Además, el empleo de estos programas informáticos se traduce en ahorros de costes.

A raíz de estos motivos surge la iniciativa del presente proyecto. La idea del presente proyecto pretende ser un avance en la práctica del mantenimiento predictivo en máquinas rotativas, el cual en la actualidad está bastante optimizado para el caso de elementos como rodamientos, engranajes, o correas. En nuestro caso se va a pretender adaptar esta técnica para el caso de ejes ferroviarios. La intención de esto es lograr la realización de inspecciones en ejes que se encuentran en servicio, para que no sea necesario el desmontaje del mismo con el consecuente ahorro económico que se produciría.

Hay que tener en cuenta que si esta técnica resultara totalmente viable no se podría adaptar directamente, es decir, habría que seguir un proceso de adaptación a lo largo del tiempo en el que se implementaran simultáneamente el tipo de mantenimiento predictivo del que hablamos, y un mantenimiento sistemático en el que están estipulados los tiempos de mantenimiento y repuestos de elementos mecánicos en normas técnicas de mantenimiento y planes de mantenimiento.

1.2 OBJETIVOS.

El objetivo principal de este proyecto se basa en estudiar qué sucede cuando aparece un defecto en un eje ferroviario, visualizando esto en el dominio de la frecuencia, ya que el estudio en el dominio del tiempo no permite una claridad de señal suficiente.

Por lo tanto se pretenden encontrar fenómenos característicos en la señal de vibración, los cuales nos permitan obtener de la forma más precisa posible unos espectros que sirvan de patrón a la hora de monitorizar las vibraciones de ejes ferroviarios, en cuanto a que se consiga saber qué tipo de defecto va a tener dicho eje atendiendo al comportamiento de la señal en el espectro de frecuencia.

Aparte, a consecuencia de lo dicho anteriormente otro objetivo prioritario es transformar la señal temporal de vibración, obtenida en primer lugar, a una señal de frecuencia para poder hacer un análisis más objetivo.

Por último, dado que se va a obtener una amplia base de datos, se pretende realizar un filtrado de información, a través de promedios de señal en frecuencia, aparte del uso de bandas de frecuencia determinadas.

Para poder conseguir estos objetivos la adquisición de la señal de vibración se realiza mediante un acelerómetro colocado en un eje ferroviario a escala al cual se le practicarán varios defectos para ver la evolución de la señal de vibración y compararla en diferentes estados. Posteriormente se realiza el mismo estudio con un segundo eje idéntico al primero para comparar resultados y ver si se cumplen en ambos casos.

Los ejes ferroviarios se encuentran instalados en un banco de ensayos denominado Rotokit, el cual simula condiciones reales de funcionamiento. Dicho banco de ensayos consta de un variador de frecuencia con el cual

Capítulo 1: Introducción.

podemos variar la velocidad de rotación del eje. Además el acelerómetro utilizado para captar la señal de vibración está conectado a un amplificador de señal, y a su vez a una tarjeta de adquisición de datos que “traduce” la señal vibratoria proveniente del amplificador para que pueda ser visualizada en un PC por medio de un software específico editado en Matlab®.

Una vez realizado este proceso se obtendrá información de la señal de vibración en forma de gráficas que están en el dominio del tiempo, por lo tanto para una visualización más clara de la señal se transforma dicha señal al dominio de la frecuencia. Este cambio es posible gracias a otro software programado en Matlab® llamado ADEVI[1] , mediante el cual se han transformado las señales mediante la Transformada de Fourier, y se ha calculado la densidad de potencia espectral (PSD).

Finalmente se realiza un promedio de las gráficas obtenidas en el dominio frecuencial, clasificándolas por velocidades, con la finalidad de obtener gráficas finales en el dominio de la frecuencia, en las que se reúne en una misma gráfica la señal de vibración de los cuatro niveles de defecto posible. A partir de estas gráficas finales resultantes se podrá iniciar la búsqueda de patrones de conducta indicadores del comportamiento de la señal de vibración frente a diferentes niveles de defecto a cada velocidad de rotación.

1.3 ETAPAS DEL PROYECTO.

Para poder alcanzar los objetivos propuestos anteriormente, se han seguido las siguientes etapas:

1º) Búsqueda de información relacionada con el análisis de señales y sobre mantenimiento predictivo en máquinas rotativas enfocado al análisis de vibraciones.

2º) Realización de medidas en el banco de ensayos “Rotokit”, siguiendo un protocolo determinado. El objetivo en esta etapa se fundamenta en recoger información de señales de vibración para tres velocidades de rotación diferentes (20Hz, 40Hz, 60Hz), analizando la información para cuatro niveles de defecto (0%, 16%, 33% y 50% respecto del diámetro). Esta etapa tiene una duración aproximada de entre dos y tres meses, ya que es necesario obtener una gran cantidad de información para un correcto procesamiento de datos.

3º) Documentación sobre el funcionamiento del programa Matlab® para una mejor comprensión de los programas utilizados para realizar el procesamiento de la señal correctamente. Dichos programas son; Btool[2], ADEVI, aparte de dos aplicaciones más para realizar el promedio de señal en el dominio de la frecuencia, y para la obtención de las gráficas finales reuniendo para una misma velocidad de rotación las cuatro posibilidades de defecto.

Hay que destacar que el software ADEVI utilizado en el presente proyecto es una versión modificada y adaptada para las necesidades concretas que se requieren en el presente estudio de vibraciones. Básicamente la modificación es que dicho software lea carpetas enteras en lugar de ficheros sueltos, haciendo siempre promedios de los datos introducidos.

Por otro lado el uso de estas aplicaciones ha sido fundamental para el análisis final de la señal, ya que la gran cantidad de datos obtenida del ADEVI

Capítulo 1: Introducción.

contiene mucha dispersión, por lo tanto es necesario realizar un promediado de los datos obtenidos en el dominio de la frecuencia.

4º) La etapa final se basa en el análisis de los resultados obtenidos, realizando una detallada visualización gráfica a gráfica, para posteriormente sacar las conclusiones oportunas.

1.4 ESTRUCTURA DEL DOCUMENTO.

El presente documento está estructurado en nueve capítulos, bien diferenciados, que se describen a continuación:

CAPÍTULO 1:

Se realiza una introducción al proyecto, en cuanto a las motivaciones que han surgido para realizar el presente estudio, y los objetivos que se pretenden alcanzar.

CAPÍTULO 2:

Este capítulo abarca, de forma breve, toda la información necesaria relacionada con los ejes ferroviarios que se necesita conocer para la correcta comprensión del presente proyecto.

Inicialmente se comienza exponiendo la historia de los fallos en ejes ferroviarios, con las desastrosas consecuencias que han tenido. Seguidamente se exponen los tipos de ejes que existen, sus correspondientes características estructurales, usos, etc.

CAPÍTULO 3:

En este capítulo se introduce, en primer lugar, el concepto de vibración, sus características fundamentales y tipos.

Por otro lado se describen los tipos de mantenimiento asociados al mantenimiento ferroviario, incidiendo en el mantenimiento predictivo, en el cual está basado el presente proyecto.

CAPÍTULO 4:

El cuarto capítulo hace referencia al análisis de la señal realizado, centrándose en el análisis de la señal mediante la Transformada de Fourier.

Este capítulo concluye exponiendo los principales errores asociados al estudio mediante la Transformada de Fourier, que son de vital importancia considerarlos para el posterior procesamiento de la señal, aparte de la definición de PSD y densidad de potencia espectral.

CAPÍTULO 5:

En este capítulo se van a mostrar diferentes espectros de vibraciones establecidos para casos concretos de defectos en máquinas rotativas. En concreto se expondrán los espectros de frecuencia característicos para fenómenos de desalineamiento, desequilibrio, defectos relacionados con engranajes, rodamientos, holguras mecánicas, cojinetes de fricción, resonancias, roces en máquinas, problemas eléctricos, problemas en correas y problemas hidráulicos y aerodinámicos.

CAPÍTULO 6:

Está relacionado con los procesos seguidos para la adquisición de la señal. En este capítulo se incluye el sistema de medida utilizado, aparte del software que ha sido necesario para la adquisición de señal. Por último se concluye exponiendo la base de datos que se genera a lo largo de dicho proceso de adquisición de la señal de vibración.

CAPÍTULO 7:

El último capítulo del proyecto incluye los resultados finales obtenidos, mostrando los espectros finales, realizando un estudio detallado en ellos.

También se muestran los patrones repetitivos de comportamiento de la señal de vibración, señalados en los correspondientes espectros y posteriormente explicados y justificados.

Por último se exponen las conclusiones obtenidas a partir de dichos resultados finales, y un apartado de posibles trabajos futuros en el que se plantean alternativas para la mejora del estudio acontecido en el presente proyecto.

CAPÍTULO 8:

En este último capítulo se concretan las conclusiones finales obtenidas a partir del estudio desarrollado en el presente proyecto.

CAPÍTULO 9:

Aborda propuestas de trabajos futuros relacionados con el estudio realizado en este proyecto, en cuanto a diferentes vías de análisis que podrían ser igualmente válidas y efectivas.



CAPÍTULO 2:

EJES FERROVIARIOS.

2.1 HISTORIA DE LOS FALLOS PROVOCADOS POR FATIGA EN EJES FERROVIARIOS.

La mayoría de los sistemas mecánicos están sometidos durante su funcionamiento a cargas variables con el tiempo, con valores de tensión inferiores a los que suceden en casos de cargas de amplitud constante. La aplicación continuada de estas cargas puede llevar a la aparición de pequeñas grietas en el material, generalmente en la superficie, que progresan a través de él, reduciendo la capacidad portante del componente, pudiendo desembocar en su fractura. Dicho fenómeno se conoce como fallo por fatiga y es el responsable de más del 50% de los fallos en componentes mecánicos.

Las roturas por fatiga son especialmente peligrosas porque no suelen presentar indicios de fallo inminente, sino que éste se produce de modo repentino y sin observar deformaciones plásticas de conjunto, además la rotura se produce bajo cargas que están aún dentro del período elástico del comportamiento del material, lo que a lo largo de la historia ha provocado importantes accidentes.

El primer gran accidente en el sector ferroviario se produjo en 1842 en Versalles, Francia, en el que murieron 200 personas entre las que se encontraban personas de la realeza francesa, debido al descarrilamiento de un convoy y al posterior incendio del mismo, debido al carbón que contenía el vagón delantero. Se cree que pudo ser causado por la rotura de uno de sus ejes.



Figura1. Pintura del accidente ferroviario sufrido en Versailles en 1842.

Por otro lado en Gran Bretaña las estimaciones eran que morían unas 200 personas al año entre 1860 y 1870 debido a accidentes en ferrocarril, siendo la mayoría motivados por problemas de fatiga en los ejes de las ruedas.



Figura2. Descarrilamiento de un tren en Gran Bretaña a finales del siglo XVIII.

En Marzo de 1996 ocurrió un accidente en Rickerscote, Stafford, en el que un tren de mercancías descarriló debido a la fractura repentina de uno de sus ejes. Los vagones descarrilados salieron despedidos ocupando la vía

adyacente, produciendo que un tren que circulaba en dirección contraria impactase contra éstos. El conductor de éste último tren, no tuvo tiempo para frenar, y la fuerza de la colisión hizo girar la locomotora y la catapultó hacia un terraplén. Murió una persona y resultaron heridas 22 personas, incluido el conductor del segundo tren.



Figura3. Accidente ferroviario en Rickerscote, Stafford.

De mayor actualidad y gravedad es el accidente que se produjo en Junio de 2009 en la localidad italiana de Viareggio, donde un tren de mercancías cargado con cisternas de gas petróleo licuado (GLP) que se disponía a entrar en la estación descarriló y explotó.

Las primeras hipótesis apuntaron a que el accidente se debió a la rotura de uno de los bojes de un vagón cisterna del convoy, lo que hizo que éste volcara y saliera el líquido, que explotó a causa de una chispa.

Otras fuentes concretaron que el desastre pudo ser debido a la rotura de un eje delantero de un vagón, que se quebró al pasar el tren, de 14 vagones, por la estación.

Este accidente, además de ser uno de los más graves de la historia ferroviaria italiana, causó la muerte a una quincena de personas y dejó a otras 40 heridas de gravedad.



Figura 4. Accidente ferroviario de Viareggio, Italia.

El fenómeno de la fatiga no sólo se da en éste sector desafortunadamente. Podemos encontrar multitud de accidentes debidos a éste fenómeno en sectores como el naval o aeronáutico.

Si comentamos algunos de los más actuales que han tenido mucha repercusión podríamos destacar el que se produjo en en 1988 en Hawai, un *Boeing 737* de la compañía *Aloha Airlines*, perdió gran parte del fuselaje superior volando a unos 24.000 pies de altitud. Se atribuyó la causa del accidente a la aparición de grietas múltiples en la hilera de remaches del fuselaje, que se unieron, formando así, una grieta de grandes dimensiones, que fue lo que provocó el siniestro. El avión, que fue diseñado para hacer 75.000 vuelos, llevaba 89.090 realizados.



Figura 5. Accidente aéreo del Boeing 737 perteneciente a Aloha Airlines en Hawai.

Por último cabe destacar el caso del “Prestige”, debido a que ocurrió en nuestro país y por su relativa actualidad, causó tal impacto en el medioambiente marino de la zona, y en el que se debatió si la causa de su hundimiento pudo ser una vez más la fatiga.



Figura 6. Accidente del Prestige.

2.2 EJES FERROVIARIOS.

2.2.1 Introducción.

Un eje es un elemento constructivo destinado a guiar el movimiento de rotación de una pieza o de un conjunto de piezas, como una rueda o un engranaje. Un eje se aloja por un diámetro exterior al diámetro interior de un agujero, como el de un cojinete o un cubo, con el cual tiene un determinado tipo de ajuste. En algunos casos el eje es fijo (no gira) y un sistema de rodamientos o de bujes inserto en el centro de la pieza permite que ésta gire alrededor del eje. En otros casos, la rueda gira solidariamente al eje y el sistema de guiado se encuentra en la superficie que soporta el eje.

2.2.2 Ejes de un vehículo.

Se denominan ejes de un vehículo a las líneas imaginarias de dirección transversal respecto a las cuales giran las ruedas cuando el vehículo avanza recto. En los ciclos, estos ejes coinciden con los ejes de las ruedas y en los vehículos con ruedas a cada lado, se denomina eje a la recta transversal que une los centros de dos ruedas.

Los ejes son componentes del mecanismo de un vehículo. Mantienen la posición relativa de las ruedas entre sí y éstas respecto al chasis del vehículo. En la mayoría de los vehículos las ruedas son la única parte que toca el suelo y los ejes deben soportar el peso del vehículo así como cualquier carga adicional que este transporte, junto con otros esfuerzos como las fuerzas de aceleración y frenado.

Además del objetivo de componente estructural, los ejes deben cumplir con una o más de las siguientes funciones dependiendo del diseño del vehículo:

Transmisión: uno o más ejes deben formar parte del sistema de transmisión. Un sistema mecánico ejerce una fuerza descentrada sobre el eje que, con la reacción del apoyo del eje, da lugar a un momento de fuerzas sobre el eje que es transferido hacia las ruedas para la aceleración del vehículo.

Frenado: para disminuir la velocidad de un vehículo se aplica una fuerza descentrada de forma que, con la reacción del apoyo del eje, se forma un momento de fuerzas en sentido contrario a la rotación de la rueda. Tanto los frenos de disco como los frenos de tambor ejercen esta fuerza descentrada. Además puede aplicarse el freno motor a través de la transmisión, que tiene un efecto más significativo en vehículos pesados y con relativamente poca deceleración máxima.

Guía: el eje de una rueda debe además guiar la rueda para que no se desplace axialmente, así como que no gire involuntariamente respecto a un eje perpendicular al eje de giro. El sistema de dirección controla el ángulo de guiado de las ruedas respecto al chasis, en la mayoría de los casos solo las del eje delantero.

2.2.3 Características estructurales.

Un eje rígido es una barra rígida que une una rueda de un lado con otra rueda del otro lado. Este elemento puede ser o no concéntrico con la rueda de un lado, de modo que esta rueda gire a una velocidad diferente a la del otro lado, lo cual es necesario en las curvas para disminuir el deslizamiento.

En los ejes independientes o de suspensión independiente, cada rueda está unida a un eje por separado. Los vehículos de pasajeros modernos generalmente tienen este tipo de eje delante y detrás.

Con este tipo de eje la masa no suspendida es menor y cada rueda tiene suspensión por separado y, por consiguiente, reaccionan de forma diferente que con un eje rígido, proporcionando más confort y maniobrabilidad al circular sobre baches.

2.2.4 Tipos de ejes. [3]

a) Eje motriz

Un eje que es propulsado por el motor se llama eje de propulsión. Los automóviles modernos con tracción delantera típicamente combinan la caja de cambios y el eje delantero en una sola unidad llamada conjunto motriz.

El eje motriz se divide con un mecanismo de diferencial y juntas universales entre los dos semiejes. Cada eje está conectado a las ruedas mediante juntas homocinéticas que permiten a la rueda moverse libremente en sentido vertical y guiar las ruedas en las curvas mediante el sistema de dirección.

En vehículos con tracción trasera, es posible utilizar juntas cardan, ya que los ejes de las ruedas no cambian de orientación y no se varía la relación de transmisión con el desplazamiento vertical de las ruedas.

Algunos diseños simples, tal como en los karts, a veces se utiliza una sola rueda motriz. El eje de propulsión es un eje dividido que sólo conduce a una rueda.

b) Eje libre

Un eje libre es aquel que no forma parte del sistema de transmisión y gira libre. El eje trasero en un automóvil con tracción delantera se puede considerar un eje libre. Los camiones y remolques utilizan tracción trasera debido a su reparto de cargas, a las ventajas del eje rígido para estos vehículos, lo que permite el uso de ruedas libres delanteras.

Algunos camiones y remolques tienen un eje portador, que es un eje libre en tándem que puede subirse o bajarse con mecanismos neumáticos para que soporte o no parte del peso del vehículo. El eje se puede bajar para incrementar la capacidad de carga o para distribuir el peso sobre más ruedas, por ejemplo para cruzar un puente con restricciones de peso por eje.

Cuando no se utilizan se levantan del suelo para disminuir el desgaste en los neumáticos debido a la deriva en las curvas. Varios fabricantes ofrecen sistemas neumáticos controlados por computadora para que el eje portador baje automáticamente cuando se alcanza un determinado nivel de carga.

Capítulo 2: Ejes ferroviarios.

2.2.5 Definiciones de eje ferroviario.

DEFINICIÓN 1: Barra que atraviesa un cuerpo giratorio y le sirve de apoyo en el movimiento.

DEFINICIÓN 2: Elemento axial al que se aplica un par motor para producir el giro de una componente ajustable.

DEFINICIÓN 3: Pieza cilíndrica de acero sobre la que se montan las ruedas, las cajas de grasa y los elementos terminales de la transmisión de un vehículo ferroviario, donde el número de ejes suele ser de dos o tres.

En el eje de un vehículo ferroviario se distinguen tres partes esencialmente:

- *Fuste o cuerpo* del eje comprendido entre ambas ruedas.
- *Secciones de calaje* sobre las que se calan o calzan las ruedas.
- *Manguetas*, sobre las que reposan los cojinetes de las cajas de grasa, que a su vez soportan el peso suspendido del vehículo.

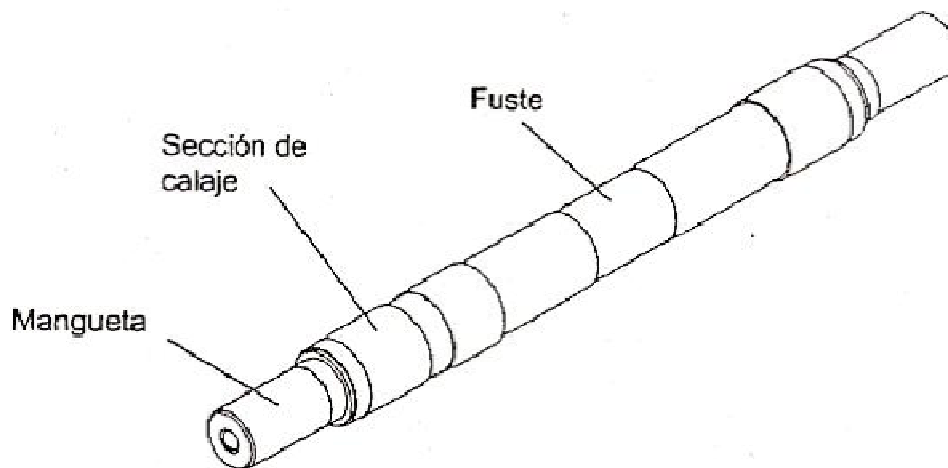


Figura7. Partes de un eje ferroviario.

Capítulo 2: Ejes ferroviarios.

Las dimensiones del eje en sus diferentes secciones dependen de la carga a que se encuentra sometido. Por otro lado, el material está sometido a una gran fatiga, tanto por el esfuerzo cortante procedente del calaje de la rueda como por la alternancia de las flexiones en la sección de empotramiento de la mangueta.

2.2.6 Ejes montados o calados.

Se denomina eje montado al conjunto de un eje y sus dos ruedas, caladas con arreglo a las especificaciones en vigor para cada ferrocarril. Además del perfecto equilibrado de cada rueda, el centro de gravedad del eje montado ha de coincidir con el teórico, ya que en otro caso, y sobre todo si el eje fuera motor, la resultante del esfuerzo de tracción daría lugar a un par que alabearía el eje, forzando las pestañas contra el carril.

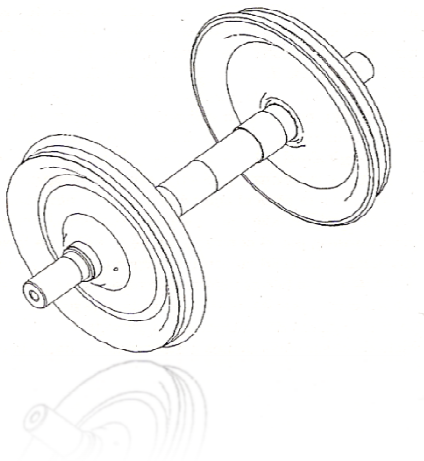


Figura 8. Ejes calados.

Un eje calado abarca dos ruedas conectadas rígidamente por un árbol común y se apoya en los cojinetes montados en los diarios del árbol.

El eje calado proporciona:

- La distancia necesaria entre el vehículo y la vía.
- La dirección que determina el movimiento dentro de la vía, incluyendo en las curvas y en los interruptores.
- Los medios de transmisión de la tracción y fuerzas de frenado a los raíles para acelerar y decelerar el vehículo.

El diseño del eje calado depende de:

- El tipo del vehículo (tracción o arrastrarse).
- El tipo de sistema de frenos usado (freno del zapata, disco del freno en el árbol, o disco del freno en rueda).
- La construcción del centro de la rueda y de la posición de cojinetes respecto al árbol (interior o afuera).
- El deseo de limitar fuerzas de una frecuencia más alta usando elementos resistentes entre el centro de la rueda y el neumático.

Los tipos principales de diseño del eje calado se demuestran en la *Figura9*, a pesar de la variedad de diseños, todos estos grupos de ruedas tienen dos características comunes: la conexión rígida entre las ruedas con árbol y el perfil seccionado transversalmente de la superficie del balanceo de la rueda, nombrado perfil de la rueda.

Capítulo 2: Ejes ferroviarios.

En la *Figura 9a)* se muestra un diseño de ejes calados con los diarios externos e internos.

En la *Figura 9b)* se muestra un diseño de ejes calados con los discos de freno en el árbol y en la rueda.

En la *Figura 9c)* se muestra un diseño de ejes calados con la posición asimétrica y simétrica de los contactos de rodadura dentado.

(1-árbol; 2-rueda; 3-diario; 4-disco del freno; 5-contacto de rodadura dentado).

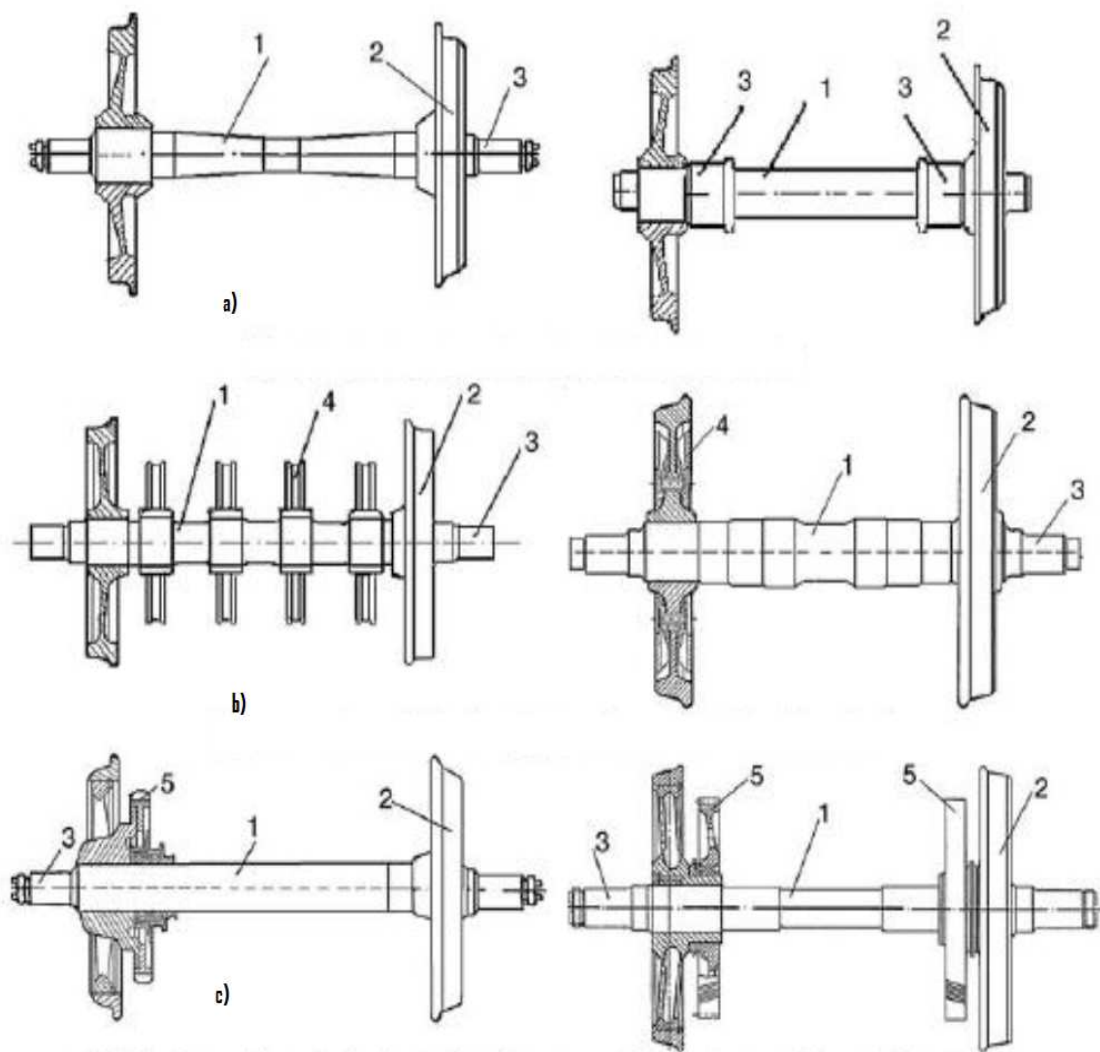


Figura 9. Diseños de ejes calados.

2.2.7 El ferrocarril de alta velocidad y la utilización del eje hueco.

El eje hueco en los ferrocarriles fue desarrollado a principios del siglo XX, y montaba los motores de tracción encima o a un costado del eje motriz, y se acoplaba al eje mediante un conjunto de engranajes y un eje hueco semiflexible. La locomotora Pennsylvania Railroad GG1 usaba el eje hueco.

Rápidamente, el eje hueco fue abandonado a medida que los motores disminuían su peso y tamaño. Pero es en los últimos años cuando se fabrican los trenes de alta velocidad, que tan buen resultado están dando estos ejes gracias a las magnificas prestaciones que ofrecen. Pues estos trenes tienen, en su mayoría, montados ejes huecos en sus vagones, como medida de ahorro de peso y tamaño, así como de costes de fabricación. Estos trenes alcanzan velocidades de 356'8 km/h, pero comercialmente únicamente llegan a los 300 km/h como máximo.



Figura 10. Ferrocarril de alta velocidad.

CAPÍTULO 3:

MANTENIMIENTO

BASADO EN EL ANÁLISIS

DE VIBRACIONES.

3.1 INTRODUCCIÓN.

Desde el desarrollo de los motores empleados para mover las máquinas la principal preocupación de los ingenieros fue la reducción de las vibraciones, así como el aislamiento de las mismas.

La aparición de vibraciones en una máquina siempre es señal de problemas en la misma, por lo tanto surge una necesidad de disponer de equipos de medida que midieran y analizaran estas vibraciones, con el fin de poder realizar técnicas de mantenimiento en las máquinas que proporcionen un buen funcionamiento.

Antiguamente la detección de las vibraciones se realizaba simplemente con el oído y el tacto de una persona debidamente cualificada, pero hay que tener en cuenta que antes las máquinas eran mucho más robustas y lentas que ahora.

El método usado actualmente para analizar las vibraciones se basa en la utilización de acelerómetros. Los más utilizados son los de tipo piezoeléctrico, que son capaces de convertir una señal mecánica en una señal eléctrica, es decir, de transformar el movimiento vibratorio en una señal eléctrica de la que podemos realizar la medida y el análisis de vibraciones.

Para poder realizar el estudio de las vibraciones mecánicas, en la que se basa este proyecto, se utilizará una de las técnicas más empleadas en estos casos que es el análisis de las vibraciones en el dominio de la frecuencia.

Al analizar el movimiento vibratorio de un sistema formado por varios elementos móviles, encontramos la aparición de varias frecuencias simultáneas, por lo tanto el estudio de estos sistemas se vuelve algo complejo ya que es difícil diferenciar la procedencia de la señal de vibración. Esto quiere

decir que estudiándolo mediante una relación amplitud-tiempo no es suficiente para diferenciar los distintos elementos de la máquina.

Por lo tanto podemos decir que la manera más apropiada es mediante una representación de la amplitud de la vibración en función de la frecuencia.

Por otro lado el gráfico que representa estos niveles de vibración en función de la frecuencia se denomina espectro de frecuencia. Con éste tipo de análisis se pueden identificar fuentes de vibraciones no deseadas, como pueden ser; desalineamiento y desequilibrio de ejes, holguras mecánicas, defectos en engranajes y cojinetes, etc.

Como se ha comentado al principio la existencia de vibraciones en las máquinas es inevitable ya que en toda máquina real se disipa energía a causa de la transmisión de esfuerzos en forma de calor y vibraciones.

El peor efecto que pueden producir estas vibraciones en una máquina es la aparición de fallos, estos fallos se deben a varios motivos principalmente.

Por un lado se puede producir debido a la fatiga del elemento mecánico, tras fallar después de haber realizado un determinado número de ciclos. También podemos encontrar un fallo en un elemento tras haber transcurrido un tiempo en el cual la amplitud de la vibración sobrepasa un cierto valor de pico mínimo, o de pico máximo.

Por último podemos decir que existen algunos casos en los que la aparición de vibraciones se puede aprovechar para el funcionamiento del sistema. Un ejemplo de esto sería las tolvas para máquinas agrícolas, los baños de limpieza por ultrasonido, las taladradoras, vibradores de hormigón, etc.

Actualmente se han desarrollado técnicas con el fin de minimizar los tiempos no productivos de las máquinas, que se pueden producir por avería o reparación de la máquina. Se estudiarán más detenidamente en el presente

proyecto, pero a modo de resumen las técnicas más utilizadas que podemos encontrar son:

- Medidas de temperatura.
- Medidas de ruido.
- Análisis de la composición de los aceites de lubricación.
- Medida de la señal vibratoria.

3.2 VIBRACIONES.

Se puede considerar una vibración como la oscilación o movimiento repetitivo de un cuerpo alrededor de una posición de equilibrio determinada. Cuando la fuerza que actúa sobre dicho cuerpo es cero, se dice que está en posición de equilibrio.

Cuando se dan estas condiciones podemos decir que todas las partes del cuerpo se moverán juntas y en la misma dirección, por lo tanto tenemos un tipo de vibración de cuerpo entero.

También podemos relacionar otro término con la vibración, que es el choque. El choque se puede definir como el cambio brusco y repentino en una energía aplicada. A veces lo podemos considerar como una vibración transitoria.

Como se ha dicho anteriormente un cuerpo vibra cuando dicho cuerpo se mueve de manera oscilante respecto de una determinada posición de referencia. A partir de aquí podemos definir parámetros como la amplitud, el periodo, o la frecuencia.

-**La amplitud** de una vibración se define como la distancia desde el punto correspondiente a la posición de equilibrio, al punto en que se tiene el máximo desplazamiento (m/s^2).

-**El periodo** es el tiempo que se tarda en realizar un ciclo completo, y se mide en segundos (s).

-**La frecuencia** es el número de veces que se realiza el ciclo en un segundo, y se mide en hercios (hz).

La *vibración libre* se produce cuando el movimiento periódico que se produce en un sistema elástico se desplaza de su posición de equilibrio y se abandona a sus fuerzas internas. Por otro lado se define la *vibración forzada* cuando la vibración del cuerpo es consecuencia de la aplicación de una fuerza periódica externa. Si se produce el hecho de que la frecuencia de la fuerza periódica externa es la misma que la frecuencia natural del sistema, la amplitud de vibración se amplifica y se dice que el sistema ha entrado en resonancia.

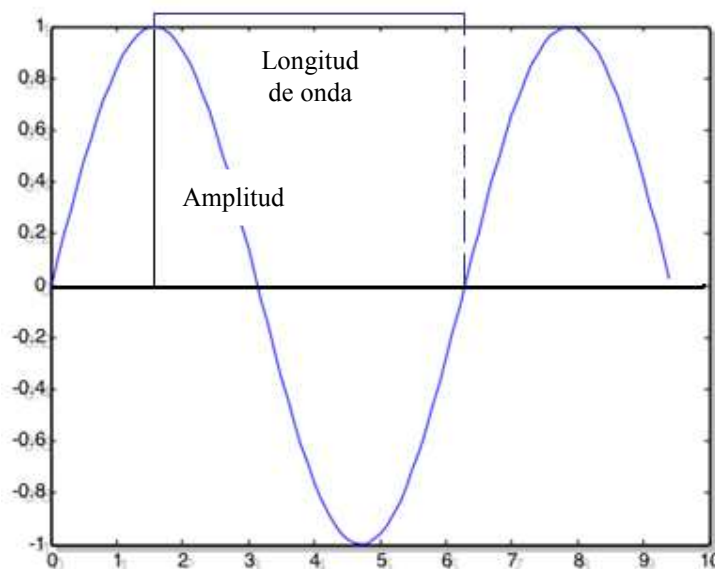


Figura11. Características de una onda periódica.

3.3 CLASIFICACIÓN DE LAS SEÑALES DE VIBRACIÓN. [4]

Desde el punto de vista de la cinemática, las señales de vibración en general se dividen en dos grandes grupos:

-Determinísticas: Son aquellas señales que representan fenómenos que pueden ser descritos analíticamente de manera exacta mediante una expresión matemática relativamente sencilla. Se dividen en otros dos grupos:

a) Periódicas: Son aquellas señales que repiten su comportamiento cada cierto intervalo de tiempo fijo.

b) No periódicas: Se trata de señales que no repiten su comportamiento.

-Aleatorias o estocásticas: Son señales que no es posible describir analíticamente con una expresión explícita simple como en el caso anterior.

Sin embargo, cuando una señal estocástica se observa durante un largo periodo de tiempo puede verse cierta regularidad y puede ser descrita en términos de probabilidades y promedios estadísticos. Se subdividen en dos grupos:

a) Estacionarias: Las señales estacionarias son constantes en sus parámetros estadísticos a lo largo del tiempo. Si se observa una señal estacionaria en un momento dado y se repite la observación transcurrido un determinado periodo de tiempo aleatorio, esencialmente se observaría lo mismo, es decir, su nivel general, su distribución de amplitud y su desviación típica tomarían los mismos valores en ambos casos. La maquinaria rotativa generalmente produce señales de vibración estacionarias.

b) No estacionarias: Son aquellas que no mantienen su valor a lo largo del tiempo, ya que van variando y por ello, cada vez que se las observe se percibirá un valor de la señal diferente.

Podríamos resumir lo anterior con un esquema de la siguiente manera:



Figura12. Clasificación de las señales vibratorias.

3.4 CONTROL DE LAS VIBRACIONES.

Como se ha comentado anteriormente en toda máquina con componentes giratorios se producen vibraciones, por lo tanto su estado de funcionamiento será el más adecuado cuanto menor sea la magnitud de la vibración. En el nivel de vibración de una máquina influyen todos los elementos mecánicos que la componen, es decir, cada uno de ellos por separado presenta algún tipo de anomalía y todas estas en conjunto producen la vibración total de la máquina.

Una persona experta en la materia podría identificar el mal funcionamiento de una máquina sencilla escuchando su ruido e incluso identificar el elemento que genera ese mal funcionamiento. El problema de esto es que generalmente cuando los sentidos de los humanos detectan estas anomalías, el elemento perturbador se encuentra en un estado avanzado de deterioro. Por esta razón es de gran interés detectar el problema lo antes posible.

Las máquinas normalmente antes de averiarse avisan, es decir, antes de producirse el colapso producen señales de diferente nivel y frecuencia. El deterioro se caracteriza en la mayor parte de los casos por un aumento de las señales de vibración. Estas vibraciones pueden ser medidas en algún punto del exterior de la máquina, y tomarse como indicador del estado de la máquina.

A continuación se muestra una curva típica de las vibraciones en el tiempo, que explica gráficamente esta explicación.

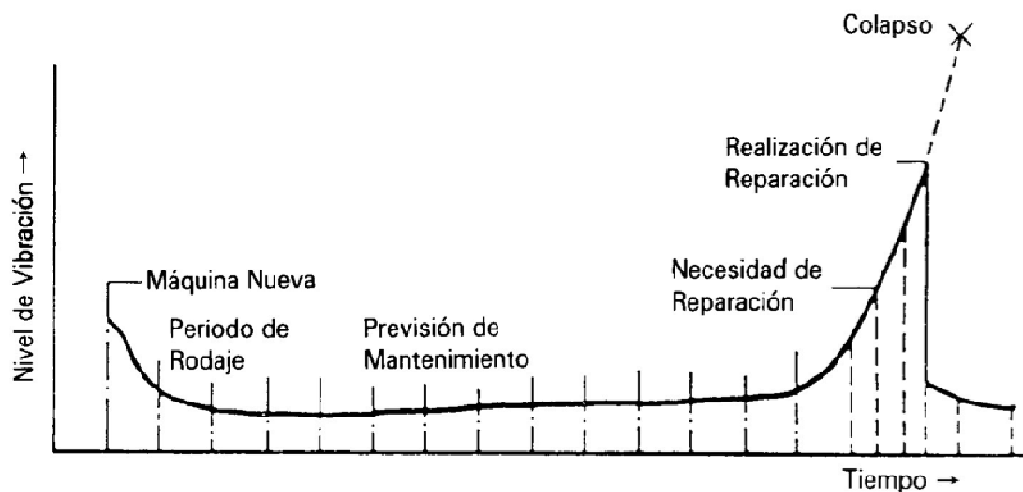


Figura13. Evolución de la señal de vibración emitida por una máquina en funcionamiento.[5]

3.5 MANTENIMIENTO DE MAQUINAS BASADO EN LAS VIBRACIONES.

Las vibraciones son consecuencia de la transmisión de fuerzas por la máquina, las cuales generan su deterioro y a la vez la prematura rotura de sus piezas. Generalmente los cojinetes son los elementos de las máquinas que más sufren frente a las vibraciones ya que son los encargados de soportar los esfuerzos.

Siempre que las fuerzas de excitación se mantengan constantes o varíen poco dentro de un rango determinado, el nivel de vibración también se mantendrá constante o no variará prácticamente.

Cuando una máquina está en buen estado su espectro tiene una forma característica. Un espectro consiste en un gráfico de la amplitud de las vibraciones frente a la frecuencia, además es el patrón de vibración de la máquina y se obtiene analizando en frecuencia la señal vibratoria. Por lo tanto las vibraciones se pueden utilizar como elemento de control del estado de las máquinas. Para ello se sigue un determinado proceso, este proceso es;

Se establece un nivel base de vibración para el cual se dice que el funcionamiento de la máquina es correcto.

A partir de aquí se compara con estados posteriores, y al alcanzar un nivel de umbral establecido se procede a sustituir el elemento defectuoso antes de que se alcance la rotura.

Una vez realizado este proceso se llega a la parte más compleja que es saber que elemento es el defectuoso, ya que la vibración medida en cualquier parte de la máquina es el resultado de la suma de todas las vibraciones de los elementos de la máquina. Por lo tanto el siguiente objetivo que se plantea es el procesamiento e interpretación de la gran cantidad de información que proporciona la señal de vibración.

3.5.1 Mantenimiento predictivo. (“el mantenimiento adecuado en el momento adecuado”)

La misión del departamento de mantenimiento en el ámbito de la industria se encarga de reparar las piezas de las máquinas o directamente máquinas enteras. También debe asegurar la capacidad de producción asegurándose de que el funcionamiento de la maquinaria sea el correcto.

En resumen podríamos decir que el mantenimiento genera capacidad de producción. A lo largo de la historia se han utilizado diferentes estrategias de mantenimiento dependiendo de las necesidades del momento:

En primer lugar aparece el *mantenimiento correctivo*, éste tipo de mantenimiento era utilizado cuando la competitividad en los mercados no era una cuestión principal y consiste en reemplazar o reparar las piezas defectuosas. Actualmente este tipo de mantenimiento de las máquinas está prácticamente en desuso.

El siguiente tipo de mantenimiento que surge es el *mantenimiento preventivo*, el cual se caracteriza por adelantarse a la avería de manera que se sustituyen los elementos de las máquinas de forma programada al cumplir la vida útil estimada para cada uno de ellos. Aquí aparece una ventaja frente al mantenimiento correctivo, ésta es que este tipo de mantenimiento se puede elegir el momento de realizar la intervención, gracias a este motivo se pueden evitar paradas no programadas. También encontramos una desventaja importante, ya que utilizando este método de mantenimiento se sustituyen piezas con una vida útil remanente considerable y que no sería necesario cambiar en ese momento, incurriendo en gastos innecesarios.

Actualmente el método más utilizado es el *mantenimiento predictivo*, el cual evalúa el estado mecánico y la evolución de la máquina mientras está en funcionamiento, esto se hace mediante el control de varios parámetros mecánicos.

El mantenimiento predictivo permite detectar los fallos antes de que sucedan, con esto se consigue corregir dichos fallos sin perjudicar a la producción. Además, al ser llevada a cabo durante el funcionamiento normal del equipo o máquina permite planificar de forma óptima las acciones de mantenimiento.

Por otro lado este tipo de mantenimiento se basa en varias disciplinas, pero sin lugar a dudas la más importante es el análisis periódico de vibraciones, que es el que nos ocupa en el presente proyecto. Con el análisis de vibraciones se puede detectar el 80% de los problemas presentados por la maquinaria industrial, y los datos de vibración son presentados en forma de gráficas que serán estudiadas para identificar posibles anomalías en los patrones que siguen las gráficas, así como valores anormales.

Por lo tanto podemos decir que el mantenimiento predictivo consta de dos partes, que son la adquisición e interpretación de los datos de vibración.

Para realizar un análisis predictivo de vibraciones adecuado nos debemos apoyar en varios criterios de referencia. Un esquema aproximado de dichos criterios podría ser el que se muestra a continuación:



Figura14. Esquema de criterios para análisis predictivo.

3.5.1.1 Ventajas del mantenimiento predictivo.

A partir de lo comentado anteriormente podemos enumerar las ventajas principales del mantenimiento predictivo:

- Incremento en la seguridad, debido al monitoreo permanente y preciso por medio de instrumentos avanzados que permiten detectar fallas prematuras en el nivel de aislamiento de conductores y equipos, altas temperaturas (puntos calientes, sobrecarga de transformadores, etc.)
- Reducción de costos de mantenimiento, ya que el mantenimiento predictivo garantiza una disminución del costo en equipos de monitoreo como una función real de la condición del equipo, maquina o elemento en el tiempo. El inventario de repuestos puede ser reducido si los equipos, máquinas o elementos son monitoreados apropiadamente.
- Aumento de la vida útil de los equipos, maquinas o elementos presentes en la empresa, debido al monitoreo permanente de sus partes esenciales por lo cual podrán operar continuamente hasta que la condición real de funcionamiento óptimo indique el fin de la vida útil de los mismos.
- Mayor disponibilidad operativa de los equipos, máquinas o elementos presentes en la empresa; por lo tanto, las paradas serán programadas solo cuando sea estrictamente necesario, sin interrupciones sorpresivas de la producción y sin problemas de un mantenimiento imprevisto.
- Bajos costos del seguro ya que el sistema de monitoreo programado garantiza la protección de los equipos, máquinas o elementos presentes en la empresa; por lo tanto, los riesgos asumidos son menores, esta característica implica una disminución en los costos de las pólizas del seguro.

- Se obliga al personal de mantenimiento de la empresa a dominar las diferentes fases del proceso realizado y obtener datos técnicos que permiten aplicar un método científico de trabajo riguroso y objetivo.
- Incremento de la utilidad de la empresa, ya que todas las ventajas anteriores enmarcan una disminución real de los costos por mantenimiento.

3.5.1.2 Desventajas del mantenimiento predictivo.

- La principal desventaja del mantenimiento predictivo es la alta inversión inicial en instrumentos y equipos avanzados de medición portátil.
- Para realizar este tipo de mantenimiento se requiere disponer en la empresa del personal técnico calificado y con experiencia, que sea capaz de interpretar los datos que generan los equipos de monitoreo y emitir conclusiones en base a ellos, este trabajo requiere un conocimiento técnico elevado de la aplicación.
- La implantación de este tipo de mantenimiento se justifica en máquinas, equipos o instalaciones, donde los paros repentinos del proceso o servicio prestado ocasionan grandes pérdidas, o donde las paradas innecesarias tienen un alto costo para la empresa.

3.5.2 Metodología aplicable al mantenimiento predictivo [4]

Para la explicación de este apartado se considera el ejemplo de una planta industrial, que es aplicable al ejemplo del presente proyecto.

En la implantación de un mantenimiento predictivo es imprescindible realizar un programa y una organización que aseguren el seguimiento constante y riguroso de los elementos que componen los sistemas mecánicos a mantener.

Para una mejor comprensión se dividirá el proceso en nueve pasos debidamente explicados:

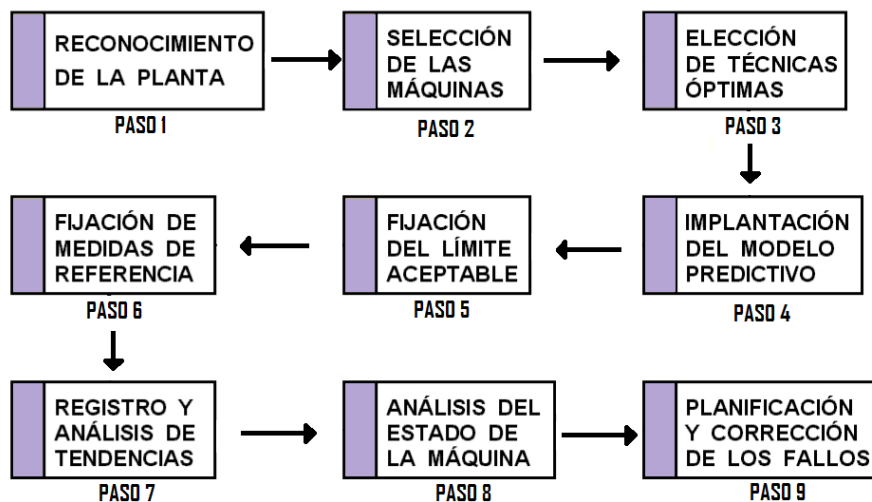


Figura15. Pasos del mantenimiento predictivo.

PASO 1. Reconocimiento en planta:

En primer lugar antes de la implantación del mantenimiento predictivo es preciso decidir la necesidad y eficacia en la planta.

Esta decisión dependerá del tipo de máquinas, de la cantidad y de su importancia en el proceso.

PASO 2. Selección de las máquinas:

Dentro de la planta se hará un estudio de vibraciones de acuerdo a un calendario establecido de aquellos equipos que forman parte esencial del proceso de producción, es decir, de aquellos cuyo fallo provocaría pérdidas

importantes: económicas, dificultad y cantidad de tiempo en inicializar el proceso productivo, etc.

PASO 3. Elección de técnicas óptimas:

Algunas de estas técnicas son; la forma de efectuar la verificación, decidiendo qué, cómo, cuándo y dónde se han de realizar las mediciones.

PASO 4. Implantación del modelo predictivo.

Para poder implantar el modelo predictivo correctamente, el programa debe contener:

- Máquinas a estudiar.
- Sistema de medición, toma de datos y análisis de los mismos.
- Datos para comparar.
- Conocimiento del tipo de mantenimiento y de los medios para tomar datos.

PASO 5. Fijación y revisión de datos y límites de condición aceptable:

Para fijar un límite, según valores que pueden llamarse normales, es esencial contar con un histórico de datos, obtenido por repetidas mediciones. Un valor medio de los datos obtenidos dará el nivel de vibración aceptable de cada uno de los puntos obtenidos. Los límites que marcan su normalidad, la aceptación de un valor se hará mediante las instrucciones del fabricante y con las gráficas de severidad de vibración.

PASO 6. Mediciones de referencia:

Siempre se tendrá una medida de referencia con la que se compararán todas las tomadas posteriormente para ver si está entre límites de aceptación.

PASO 7. Recopilación, registro y análisis de las tendencias:

En este paso se tratará de detectar un posible defecto en la máquina.

PASO8. Análisis de la condición de la máquina:

Aquí se confirmará si existe realmente un fallo y se determinarán sus causas y la evolución que pueden sufrir.

PASO 9. Corrección de fallos:

Se trata de estudiar las acciones a realizar para solucionar el fallo. Se debe buscar el momento adecuado para su reparación, intentando que ésta sea lo más eficiente posible y que afecte de forma mínima el proceso de producción.

Para ello hay que aprovechar una parada o una situación en la que la carga de trabajo de la máquina sea menor a la normal.

El programa de mantenimiento predictivo sigue una secuencia lógica desde que se detecta un problema, se estudia, se encuentra su causa y, finalmente, se decide la posibilidad de corregirlo en el momento oportuno con la máxima eficacia. En la aplicación del mantenimiento predictivo se distinguen tres etapas:

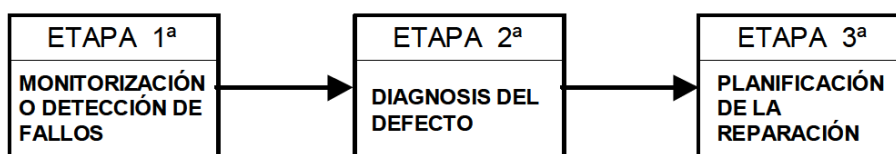


Figura16. Etapas del mantenimiento predictivo.

ETAPA1. Monitorización o detección de fallos:

La adquisición de datos es el primer y principal paso que se realiza al efectuar el análisis de las vibraciones. En los ensayos de medida se toman datos de desplazamiento, velocidad o aceleración, que dependerán de la

velocidad de la máquina. Durante esta etapa, se realiza un seguimiento periódico de la máquina, registrando las medidas de vibraciones realizadas.

En este proceso deben seguirse los siguientes pasos:

- Especificación de las características de diseño y funcionamiento de la máquina, como son; velocidad de rotación de la máquina, tipos de rodamientos, engranajes y condiciones del entorno en que esté situada como es el tipo de apoyo, acoplamientos, ruido, etc. También habrá que tener en cuenta las condiciones de funcionamiento como velocidad y cargas, entre otras, que normalmente afectarán a las mediciones de vibración.
- Determinación de la finalidad de la vibración, que puede incluir:
- Medidas de rutina para detectar posibles fallos y determinar las causas que lo originan. El intervalo entre medidas depende de la importancia de la máquina. Se debe elegir entre medidas periódicas, más o menos separadas en el tiempo, o monitorización permanente, si la máquina se considera clave para el funcionamiento de la planta.
- Medidas para crear un histórico de datos, y con él obtener un valor de base, que será el valor de referencia de las vibraciones generadas por la máquina cuando sus condiciones de trabajo sean normales.
- Registro de datos antes y después de una reparación. La medida de antes pondrá de manifiesto el problema, es decir, el elemento defectuoso y así será más eficaz su reparación. Después de la

reparación se tomarán medidas que indiquen la evolución del elemento sustituido o la correlación del defecto existente.

- Selección de los parámetros de medición, como el desplazamiento, la velocidad, o la aceleración. Estos parámetros son los que determinarán el transductor a utilizar.
- Determinación de la posición y la dirección de las medidas para la situación de los transductores. Seleccionar la ubicación adecuada del sensor para captar, de la forma más nítida posible la vibración de los elementos mecánicos más susceptibles de sufrir defectos, como por ejemplo ejes, rodamientos, engranajes, etc. Normalmente en las máquinas rotativas, suelen colocarse sobre los soportes de los rodamientos, ya que éstos son los encargados de canalizar los esfuerzos dinámicos. Los tres sentidos principales en una medición son el horizontal, el vertical, y el axial.
- Selección de los instrumentos de medida y los transductores.
- Determinación del tipo específico de datos requeridos para la interpretación de las medidas realizadas. Así, se ahorrará tiempo al realizar las medidas y se obtendrá información más útil para el análisis.
- Toma de datos. Este paso es esencial en el análisis que precisa de la atención y la fiabilidad de las medias tomadas. Para una buena interpretación de los datos es necesario tener unos datos fiables que

hayan sido tomados de una forma metódica y precisa. Así, podrá hacerse el diagnóstico de los problemas de la forma más exacta posible.

Por este motivo es importante considerar los siguientes aspectos:

- Secuencias de medición regulares. Tomar datos correctos y lo más rápido posible, evitando tiempos perdidos.
- El lugar de la toma de datos siempre será el mismo, con el transductor unido de una forma firme.
- Seguimiento de la máquina, es decir, mantener un contacto con los operarios que trabajan con ella y los de mantenimiento, ya que son las personas que conocen de cerca la máquina.
- Controlar el entorno exterior de la máquina, aspecto, ruido, etc.
- Atender tendencias inesperadas. Estar preparado para realizar más medidas cuando pueda haber signos de algún problema.
- Mantener sólo datos coherentes, tomados con precisión.
- Comparar con máquinas similares y en igual forma de trabajo.

En resumen la finalidad de esta etapa es efectuar un seguimiento limitado de la máquina, que solamente permite la detección de fallos en la máquina, con tal grado de deterioro que es aconsejable profundizar en el análisis de los mismos.

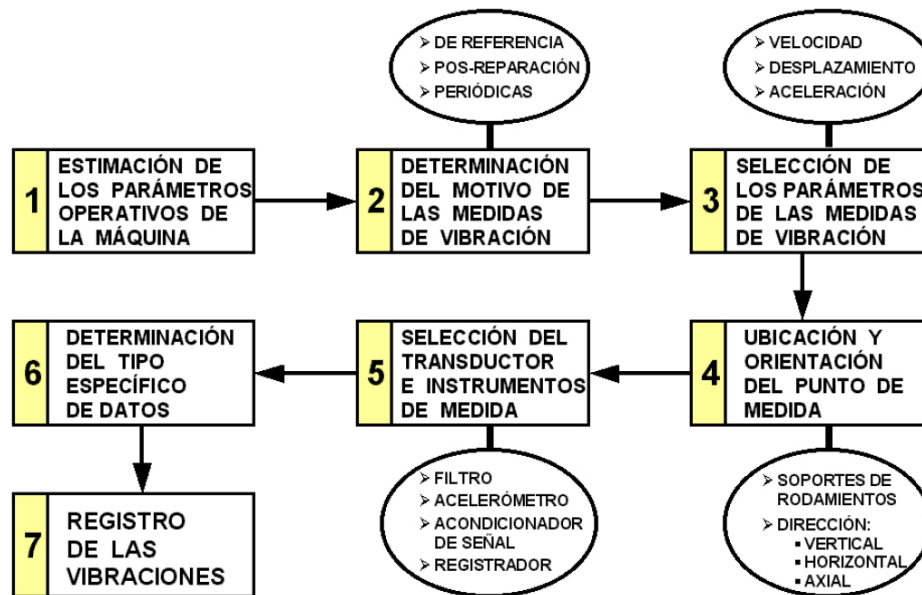


Figura17. Proceso para la adquisición de la señal de vibración.

ETAPA2. Diagnóstico del defecto:

Cuando el aumento de las vibraciones supera el nivel de alerta o alarma se profundiza en las mismas, con el fin de identificar su origen, asociado a un defecto.

En esta fase son necesarias unas medidas mucho más precisas que en la etapa anterior y por lo tanto, equipos más sofisticados. Aparte es necesaria la participación de expertos en mantenimiento predictivo y un determinado tiempo para efectuar un detallado análisis con técnicas matemáticas avanzadas.

Una vez obtenidos, de una forma metódica y precisa, los datos de las vibraciones de una máquina donde se ha detectado un problema, es necesario identificar cual es su causa y buscar la forma y el momento de reparación, es decir, que se corrija el fallo de la manera más económica posible.

Un defecto se puede identificar al comparar las amplitudes de las vibraciones tomadas. Normalmente, una máquina que funciona correctamente

tiene valores que suelen seguir una línea con tendencia ligeramente ascendente o constante. Cuando en algún momento los valores aumentan o la tendencia asciende de una forma inesperada, se puede pensar en la presencia de algún defecto.

Generalmente los valores de amplitud que se comparan son los de velocidad o aceleración. Una vez se ha observado que la amplitud de la vibración ha aumentado de una forma inesperada, es importante comparar los valores de la energía de impulsos. El conjunto de estos valores indicará la gravedad del problema. Así un fallo puede detectarse al encontrar una tendencia de la amplitud de velocidad ascendente, de forma imprevista.

La máxima amplitud de vibración se da en los puntos donde se localiza el defecto, pero muchas veces la vibración es transmitida a otros puntos de la máquina aunque en ellos no se encuentre el problema.

El análisis de las gráficas puede indicar el tipo de defecto existente, pero normalmente aparecen varios problemas, y por lo tanto es difícil encontrar espectros donde se refleje un defecto claramente.

A continuación se muestra un ejemplo de un espectro de potencia de una máquina con varios defectos.

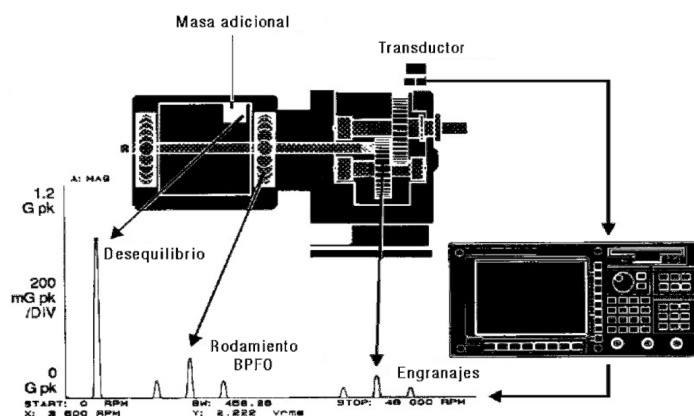


Figura18. Ejemplo de espectro de potencia de una máquina con varios defectos. [4]

ETAPA3. Planificación para la reparación:

Una vez corregido el problema es esencial seguir la evolución de la reparación. De esta manera se conocerá si realmente existía el defecto, si éste producía la máxima vibración y lo que es más importante, seguir la evolución tras la reparación y asegurarse que el problema ha desaparecido.

A partir de los resultados del análisis que se realiza en el apartado anterior se debe estimar la gravedad de los fallos, así como la vida útil aproximada que le resta el elemento mecánico dañado. Por lo tanto a partir de esta valoración, junto con las características productivas de la máquina defectuosa y la disponibilidad de repuestos y mano de obra de mantenimiento, determinan la planificación y reparación del fallo diagnosticado.

Una vez efectuada la reparación del elemento dañado, se debe comprobar que los parámetros vibratorios de la máquina reparada son semejantes a los que presentaba en su estado óptimo de funcionamiento, antes de detectarse la presencia del fallo.

3.5.3 Técnicas aplicables al mantenimiento predictivo.

Podemos encontrar diversas técnicas de análisis aplicadas al campo del mantenimiento, a continuación se detallan algunas de ellas.

a) Análisis de vibraciones.

De las distintas tecnologías aplicables al mantenimiento predictivo, el análisis de vibraciones es la más popular. La razón la encontramos en la posibilidad de determinar una gran cantidad de defectos, en una amplia gama de máquinas con una inversión económica inicial razonable. La vibración es uno de los indicativos más claros del estado de una máquina. Bajos niveles de

vibración indican equipo en buen estado, cuando estos niveles se elevan está claro que algo comienza a ir mal.

La base en la que se fundamenta la técnica de diagnóstico de fallos a través de las vibraciones en las máquinas puede parecer sencilla, en realidad presenta muchas complicaciones y limitaciones.

Uno de los motivos para justificar esto es que para poder captar la señal de vibración es necesario un equipo de medida costoso, y un personal cualificado para poder manejarlo correctamente, aparte de esto hay que conocer el funcionamiento de la máquina en cuestión ya que el procedimiento para captar la señal vibratoria es diferente según el tipo de máquina.

Por otro lado para poder realizar el análisis de las vibraciones se deben conocer los síntomas genéricos de fallos en máquinas similares, así como el uso de herramientas matemáticas avanzadas.

Los equipos utilizados para la adquisición de datos de vibraciones en las máquinas van desde los portátiles, o equipos de campo, hasta la monitorización en continuo, o dicho de otra manera "on line". Proceso y mantenimiento son las dos áreas de actividad más vinculadas a la productividad en la explotación.

El control de los parámetros de proceso (presión, temperatura, caudal, etc.) de los equipos ha sido objeto de automatización desde hace mucho tiempo, por otro lado el control de los parámetros de mantenimiento (vibración, temperatura, etc.) de los mismos equipos está pendiente de lograr una implantación más general y una integración dentro del proceso de planta.

El análisis espectral de vibraciones consiste simplemente en realizar una transformación de una señal en el tiempo al dominio de la frecuencia, donde podemos identificar la vibración característica de cada uno de los componentes o defectos que puede presentar nuestro equipo.

El mantenimiento predictivo por análisis de vibraciones se basa en tres principios:

1. En toda máquina, el correcto estado de operación conlleva un cierto nivel de vibración o ruido, debido a pequeños defectos de fabricación o montaje. Esto podría considerarse como el estado “básico” o nivel “base”, característico de cada máquina y de su funcionamiento satisfactorio.
2. Cualquier defecto producido en una máquina incluso en fase incipiente, lleva asociado un incremento del nivel de vibración, perfectamente detectable mediante un análisis de vibraciones.
3. Cada defecto lleva asociados cambios específicos en las vibraciones que producen cambios en su firma característica o espectro, que permite su identificación.



Figura19. Análisis de vibraciones.

b) Análisis de aceites.

El análisis de aceites consiste en la realización de tests físico-químicos en el aceite con el fin de determinar si el lubricante se encuentra en condiciones de ser empleado, o si debe ser cambiado. La Ferrografía, o análisis de partículas de desgaste, sin embargo, utilizan el lubricante como un medio para determinar el estado de la máquina lubricada. El análisis de aceites tiene dos objetivos principales: conocer el estado del aceite y conocer el estado de la máquina. Se podrían detectar defectos con una antelación

mucho mayor que con otras técnicas como podría ser el análisis de vibraciones, la dificultad está en el alto costo de la tecnología implicada en ello.



Figura20. Análisis de aceites.

c) Termografía infrarroja.

La termografía infrarroja se podría definir brevemente como una técnica que permite, a través de la radiación infrarroja que emiten los cuerpos, la medida superficial de temperatura. El instrumento que se usa en termografía para medir, es la cámara de infrarrojos. La principal ventaja de la medida de temperatura mediante termografía, es que es una técnica de medida sin contacto, por lo que no afectará a las condiciones de los objetos observados.

Esta cualidad la hace especialmente interesante en el control y mantenimiento de elementos en tensión. De todas las aplicaciones, las instalaciones eléctricas son candidatas naturales a la aplicación de la termografía infrarroja.



Figura 21. Termografía infrarroja.

d) Análisis espectral de intensidades de corrientes.

El análisis de motores eléctricos puede realizarse mediante termografías o mediante análisis de vibraciones, pero otra de las técnicas que podemos emplear para detectar problemas en barras es el análisis espectral de corriente, consistente en tomar el espectro de intensidades en las fases de alimentación del motor. Esta tecnología puede realizarse en paralelo con el análisis de vibraciones, usando los mismos colectores de datos, cambiando los sensores de vibración por una pinza amperimétrica.

e) Detección ultrasónica.

Existen numerosos fenómenos que van acompañados de emisión acústica por encima de las frecuencias del rango audible. Las características de estos fenómenos ultrasónicos hacen posible la utilización de detectores de ultrasonidos en infinidad de aplicaciones industriales dentro del mantenimiento. Algunas de ellas son; detección de grietas y medición de espesores (por impulso eco), detección de fugas en conducciones, válvulas, etc...., verificación de purgadores de vapor, inspección de rodamientos, control de descargas eléctricas,....



Figura22. Análisis por ultrasonidos.

CAPÍTULO 4:

Técnicas de tratamiento

de la señal vibratoria.

4.1 INTRODUCCIÓN.

El análisis de vibraciones es una de las prácticas más usadas dentro del conjunto del mantenimiento predictivo. Este tipo de análisis requiere un conocimiento de las señales y su análisis es uno de los más importantes realizados en ingeniería. La información que contienen las señales debe transformarse dependiendo de la finalidad que va a tener el estudio de estas señales, para poder obtenerse lo que se busca.

En estos últimos años, se ha realizado un esfuerzo investigador muy grande para desarrollar técnicas de detección y diagnosis basadas en medidas vibratorias. Estas técnicas se pueden aplicar en el dominio temporal, en el dominio de la frecuencia o en el dominio tiempo-frecuencia.

En general los análisis más sencillos son aquellos basados en medidas temporales. Estos sistemas emplean habitualmente medidas estadísticas efectuadas sobre las historias temporales, con el fin de establecer parámetros de tendencia que se repitan de forma significativa para poder detectar los fallos en las máquinas.

El uso del dominio de la frecuencia se impone frente al dominio del tiempo, a pesar de que es algo más complejo. Esto se debe a varias razones, las cuales vamos a destacar las más significativas:

- El significado físico es a menudo más fácil de obtener en el dominio de la frecuencia que en el del tiempo en la descripción de señales y sistemas.
- Los patrones significativos de la señal son, a menudo, más fáciles de reconocer. Pequeños cambios en la señal son reconocidos inmediatamente en la representación del dominio de la frecuencia.

-Los sistemas mecánicos se modelan frecuentemente mediante un sistema lineal, descrito por ecuaciones diferenciales lineales. Mediante el uso de la transformada de Fourier se pueden convertir dichas ecuaciones diferenciales en algebraicas, con la consiguiente mejora a la hora de trabajar con ellas.

4.2 ANÁLISIS DE LA SEAL APLICANDO LA TRANSFORMADA DE FOURIER.

4.2.1 Introducción.

Podemos encontrar dos perspectivas de análisis, que son validas para determinar los componentes de la vibración: *el dominio temporal*, en el cual se muestra la amplitud de la vibración respecto del tiempo, y *el dominio frecuencial* que representa la amplitud de la vibración respecto la frecuencia.

Los datos recogidos mediante acelerómetros u otro tipo de transductores, suelen estar registrados en el dominio temporal, que es el modo tradicional de representación y análisis de los datos. En el caso de señales sencillas, se podría abordar su análisis en el citado marco temporal, pero ante señales obtenidas de un sistema real con multitud de elementos actuando simultáneamente, la complejidad es tal que se debe de abordar el problema desde otra perspectiva, es decir, cambiando el dominio de representación, del temporal al frecuencial.

El dominio temporal nos da una idea física de la naturaleza de la vibración, pero por el contrario el dominio frecuencial es ideal para identificar las componentes frecuenciales características de la vibración.

Si se observa el gráfico de la Figura23, la amplitud respecto a la frecuencia, se aprecia como las dos componentes se diferencian claramente apareciendo como dos picos verticales. Su altura representa la amplitud y su

posición representa la frecuencia. La representación de una señal vibratoria en el dominio de la frecuencia es conocida como el espectro de frecuencia. El espectro de frecuencia de una señal vibratoria define completamente la vibración y no se pierde información. El análisis de las vibraciones en el dominio de la frecuencia agrupa las técnicas más potentes y por tanto las más utilizadas para la detección y el diagnóstico de fallos en máquinas.

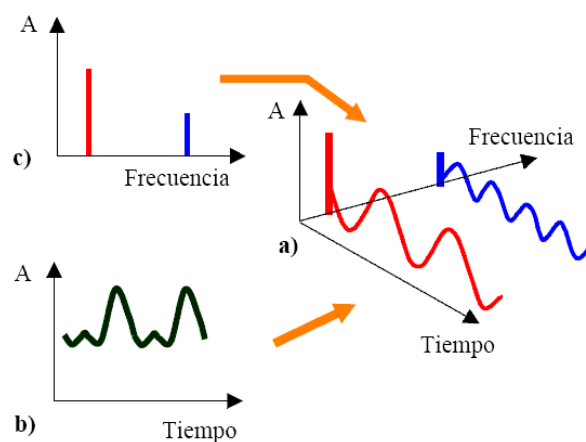


Figura23.Relación entre dominios temporales y frecuenciales. [6]

El objeto del análisis en frecuencia es descomponer una señal compleja (como las vibraciones mecánicas) en componentes más elementales que permitan un estudio más sencillo. Para descomponer una función periódica de una variable es posible escoger diferentes grupos de funciones ortonormales, es decir, diferentes bases del espacio vectorial de dimensión infinita, en el cual se define un producto de escalas de las funciones periódicas. La elección viene influida por el tipo de señales que se manejen; en el caso particular de sistemas mecánicos rotativos, las señales senoidales están asociadas a la naturaleza de los procesos mecánicos cíclicos. Por esto, se utiliza como herramienta la descomposición por series trigonométricas de Fourier.

El estudio de las vibraciones en el dominio de la frecuencia es equivalente al estudio en el dominio temporal pero para señales muy

complejas. El dominio temporal es incapaz de dar una información rápidamente analizable, mientras que el análisis en el dominio de la frecuencia indica su composición espectral tanto en amplitudes como en fases, aunque ambos tienen sus limitaciones.

Las primeras aplicaciones industriales del análisis en el dominio de la frecuencia fueron los analizadores de espectros analógicos (sintonización de frecuencias mediante filtros pasabanda), pero la utilización del algoritmo de la FFT (transformada rápida de Fourier) en el análisis de la señal de vibración por computador ha hecho que se impongan los analizadores digitales que usan el algoritmo de la FFT.

La importancia de estas técnicas dio pie a numerosos estudios, tanto sobre la forma de realizar dicha transformación como sobre los diferentes métodos de análisis y las relaciones entre los resultados del citado estudio y los fallos característicos de las máquinas.

Para realizar el procesamiento de datos en el presente proyecto se ha optado por el uso de las series de Fourier, más concretamente la transformada de Fourier. A partir de ella se construyen las herramientas matemáticas que se emplean para realizar el análisis de los datos en el dominio de la frecuencia. Dichas herramientas matemáticas empleadas en el análisis frecuencial son la densidad de potencia espectral y potencia espectral a partir de la transformada de Fourier.

4.2.2 La transformada de Fourier. [4]

La herramienta utilizada para pasar del dominio del tiempo al dominio de la frecuencia es el desarrollo en serie de Fourier. El nombre de desarrollo en serie de Fourier se debe al físico francés Jean Baptiste Fourier (1768-1830)

que fue el primero en sugerir que cualquier señal periódica se podía representar como una suma de sinusoides.

Una señal es periódica si existe algún valor positivo “T” tal que:

$$x(t) = x(t + nT) \quad (4.1)$$

El valor de T para el que se verifica la ecuación 4.1 se denomina periodo fundamental y el valor $(2 \cdot \pi / T)$ se denomina frecuencia angular fundamental, que denotamos con ω_0 .

Una señal temporal $x(t)$ de periodo T puede expresarse como:

$$x(t) = a_0 + \sum_{k=1}^{\infty} \left(a_k \cos \frac{2\pi kt}{T} + b_k \sin \frac{2\pi kt}{T} \right) \quad (4.2)$$

Donde:

$$a_0 = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) dt \quad (4.3)$$

$$a_k = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) \cos \frac{2\pi kt}{T} dt \quad (4.4)$$

$$b_k = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) \sin \frac{2\pi kt}{T} dt \quad (4.5)$$

Las denominadas condiciones de Dirichlet garantizan que la serie que representa la ecuación 4.2 sea igual a $x(t)$ salvo aquellos puntos donde $x(t)$ es discontinua. Las condiciones de Dirichlet son:

- La señal $x(t)$ tiene un número finito de discontinuidades en cualquier periodo.
- La señal $x(t)$ tiene un número finito de máximos y mínimos en cualquier periodo.
- La señal $x(t)$ es absolutamente integrable:

$$\int_{-\infty}^{\infty} |x(t)| dt < \infty \quad (4.6)$$

Si además tenemos en cuenta que:

$$e^{i\theta} = \cos \theta + i \sin \theta \quad (4.7)$$

Es posible escribir la transformada de Fourier $X(f)$ de una función $x(t)$ de forma compleja, según muestra la ecuación 4.8:

$$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-i2\pi ft} dt \quad (4.8)$$

La Transformada Inversa de Fourier viene dada por la ecuación 4.9:

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} X(f) e^{i2\pi ft} df \quad (4.9)$$

La mayoría de las señales de interés práctico son analógicas. Para procesar estas señales analógicas por medios digitales es necesario convertirlas a formato digital, esto es, convertirlas en una secuencia de números de precisión finita. Este proceso pasa por un muestreo de la señal. El muestreo es la conversión de una señal en tiempo continuo a una señal en tiempo discreta tomando muestras de la misma cada cierto periodo de tiempo o intervalo de muestreo Δ , a lo largo de un periodo de tiempo T , siendo N el número de muestras obtenidas de forma que $T = N \cdot \Delta$.

Ya no tenemos una señal continua $x(t)$ sino una serie finita de N elementos X_r , que evidentemente no abarca de $-\infty$ a ∞ por tanto, es necesario una modificación de la ecuación 4.8, resultando la Transformada Discreta de Fourier (DFT Discrete Fourier Transform), y viene dada por la ecuación:

$$X_k = \frac{1}{N} \sum_{r=0}^{N-1} x_r e^{-i2\pi kr/N} \quad k = 0, 1, 2, \dots, (N-1) \quad (4.10)$$

Siendo la Transformada Discreta de Fourier Inversa (IDFT, Inverse DFT):

$$x_r = \sum_{k=0}^{N-1} X_k e^{i2\pi kr/N} \quad r = 0, 1, 2, \dots, (N-1) \quad (4.11)$$

La Figura 24 muestra los pasos necesarios para obtener la DFT de la señal $x(t)$. Las figuras de la izquierda corresponden a las funciones en el dominio del tiempo y las de la derecha corresponden a sus transformadas de Fourier.

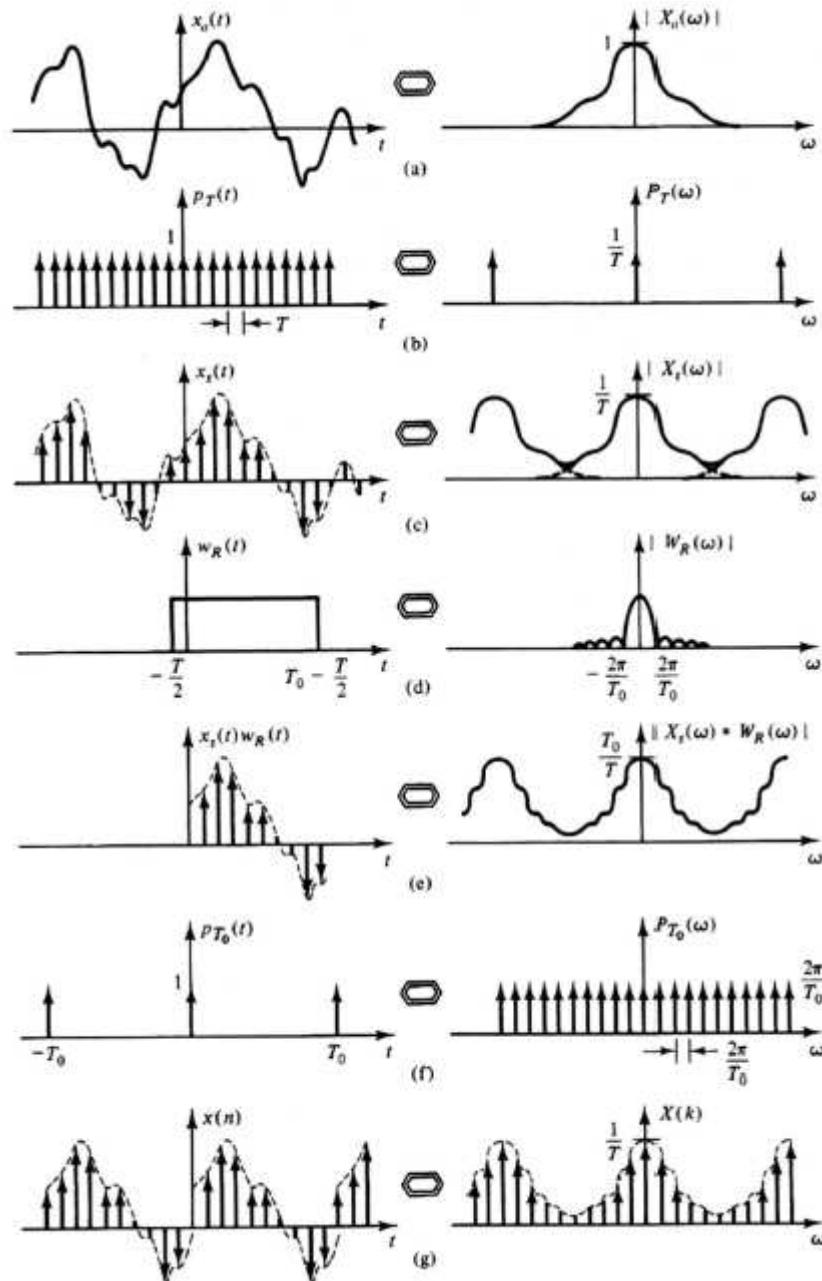


Figura24. Transformada discreta de Fourier de una señal analógica.

La Figura 24 (a) muestra una señal analógica que se multiplica por un tren de impulsos que se muestra en la Figura 24 (b) resultando la señal muestreada de las 24 (c). Como puede apreciarse, la transformada de Fourier de un tren de impulsos es otro tren de impulsos.

El espectro de la señal muestreada es la convolución de las funciones en el dominio de la frecuencia que se muestran en las Figuras 24 (a) y (b), como se muestra en la Figura 24 (c). Por tanto, el espectro de la señal muestreada es la repetición periódica del espectro de la señal 24 (a).

Expuestas las transformadas de Fourier continuas y discretas hay que mencionar que aunque el proceso normal es comenzar haciendo una estimación de la función de correlación correspondiente y, posteriormente, obtener su transformada de Fourier, esto no se realiza así, ya que se dispone de la Transformada Rápida de Fourier (FFT, Fast Fourier Transform) que permite de una manera más rápida y precisa, obtener la estimación espectral directamente de las muestras de la señal temporal.

La transformada rápida de Fourier, FFT, fue introducida por Cooley y Tukey en 1965. El mecanismo básico de la FFT consiste en dividir la serie completa X_r en sucesiones más cortas, por lo que no calcula la DFT de la serie original completa sino de otras más cortas. El proceso se repite sucesivamente hasta que las últimas contengan cada una un sólo término. Finalmente se combinan entre sí con el consiguiente ahorro operacional.

A la vista del proceso, es evidente que para que pueda realizarse las operaciones, se debe coger una serie original X_r que tenga un número de elementos potencia de 2 (2^n), debido a que este proceso es la FFT de base 2. También podría realizarse para otros números, para otras bases, pero su programación es más complicada y, además, la posibilidad de prolongar artificialmente la sucesión por adición de ceros no representa ningún problema en el caso de base 2.

Con el método de cálculo de la FFT se reduce notablemente el número de operaciones a realizar. Mediante la DFT había que realizar N

multiplicaciones de la forma $(x_r) (e^{-i2\pi kr/N})$ para cada uno de los N valores de X_k , lo cual conllevaba a realizar un total de N^2 multiplicaciones. Sin embargo, con la FFT se reduce este valor a, aproximadamente, $N \cdot \log_2 N$ lo que lleva a una reducción tal como se ofrece en la siguiente tabla de la figura 25:

Número de elementos N	Relación entre DFT y FFT $\frac{N^2}{N \log_2 N}$
4	2
16	4
64	10.7
256	32
1024	102.4
4096	341.3
16384	1170.3

Figura 25. Tabla de relación de operaciones utilizando FFT.

Se presentan una serie de limitaciones y distorsiones en el análisis debidas al muestreo de la señal. La frecuencia de muestreo $f_s = 1/\Delta$ limita la frecuencia máxima que se puede analizar, mientras que el periodo total muestreado determina la resolución en el dominio de la frecuencia Δf y por tanto, la frecuencia inferior f_1 . Puesto que el número de puntos es fijo, habrá que evaluar si se quiere mayor precisión a bajas frecuencias o a altas frecuencias.

4.2.3 Aliasing o efecto del solapamiento.

Sea $x(t)$ una señal que no tiene componentes con frecuencia mayor de f_{max} . El teorema del muestreo afirma que $x(t)$ queda completamente determinada por sus valores tomados cada Δ segundos si se cumple que $\Delta =$

$1/f_{max}$. Este teorema además nos permite reconstruir completamente una señal a partir de sus muestras tomadas con una frecuencia de muestreo de $f_s=1/\Delta$, siempre que se cumpla que $f_s \geq 2 \cdot f_{max}$, es decir, dos veces la frecuencia mayor presente en la señal. La mínima frecuencia de muestreo se denomina frecuencia de Nyquist.

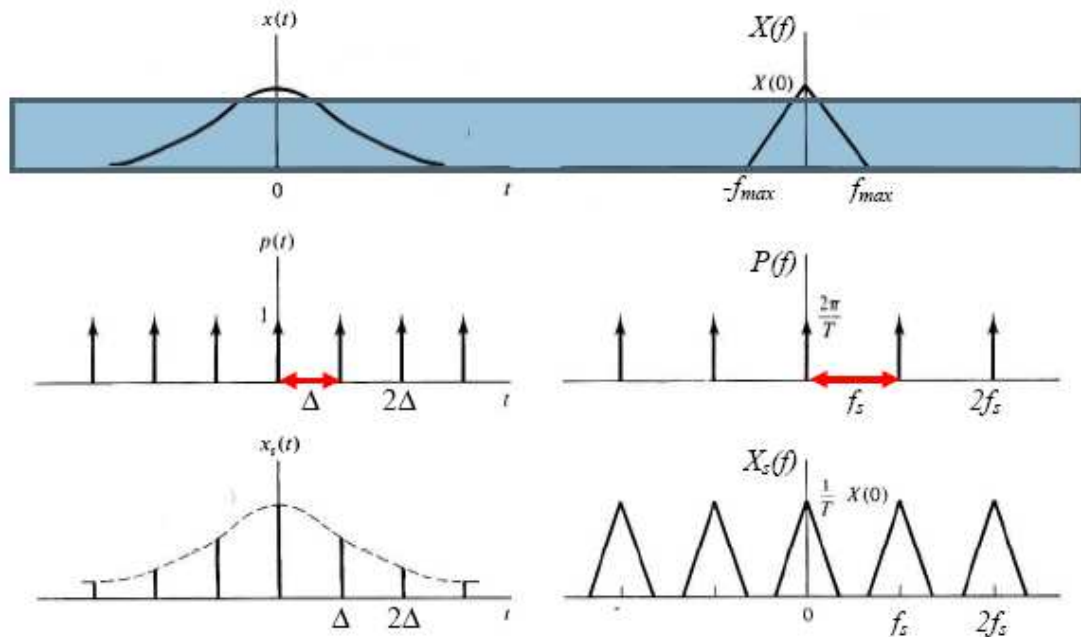


Figura 26. Representación espectral de la señal muestreada. [6]

El espectro de la señal muestreada, Figura 26, se obtiene como convolución del espectro de la señal $x(t)$ y el espectro del tren de impulsos $p(t)$, por tanto, consiste en la repetición periódica de $X(f)$ cada f_s Hz como puede apreciarse en la Figura 26.

Si la frecuencia de muestreo f_s se reduce, los espectros se tocan o se solapan, como muestra la Figura 27. Cuando esto sucede, no podrá recuperarse la señal original a partir de la señal muestreada, apareciendo en el espectrograma unas frecuencias que no forman parte de la señal original.

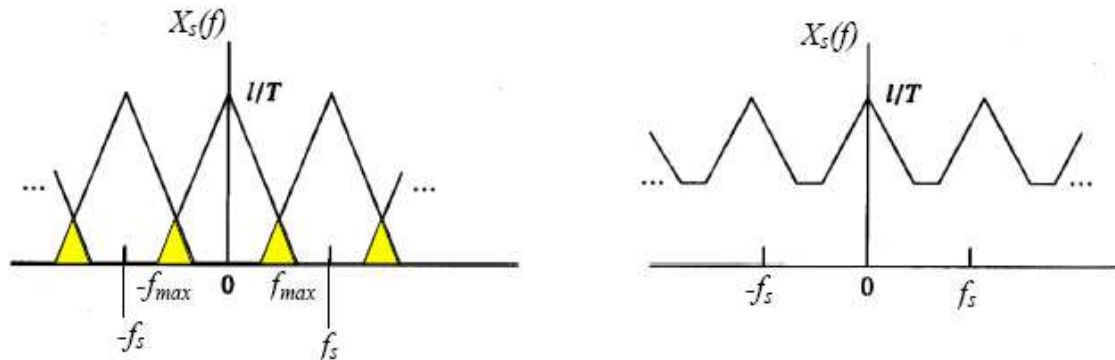


Figura27. Efecto generado al reducir la frecuencia de muestreo.[6]

Evitar este fenómeno es de vital importancia, ya que la distorsión de solapamiento hará que el espectro resultante difiera del real, si existen frecuencias superiores, por ello, en ocasiones, puede ser necesario filtrar la serie temporal para eliminar todas las frecuencias superiores a $1/2\Delta t$, y así estar seguros de que los resultados son correctos.

A pesar de evitar el efecto del solapamiento, el criterio de Nyquist no es del todo adecuado ya que tomar una muestra de dos puntos por longitud de onda para la frecuencia superior no nos proporciona una buena calidad, siendo una pobre representación de la realidad, por lo que normalmente, en los analizadores comerciales, se utiliza el criterio:

$$f_0 < \frac{1}{3 \cdot \Delta t} \quad (4.12)$$

4.2.4 Efecto ventana o "leakage".

Cuando se utiliza la FFT se presupone que el registro del tiempo se repite periódicamente fuera del tiempo representado en él. Esto es cierto si la señal contenida en el registro contiene un número entero de ciclos, es decir, la

señal es periódica en el tiempo de registro. Sin embargo, si la señal no cumple esta condición, se estará suponiendo una señal que puede ser muy diferente a la original.

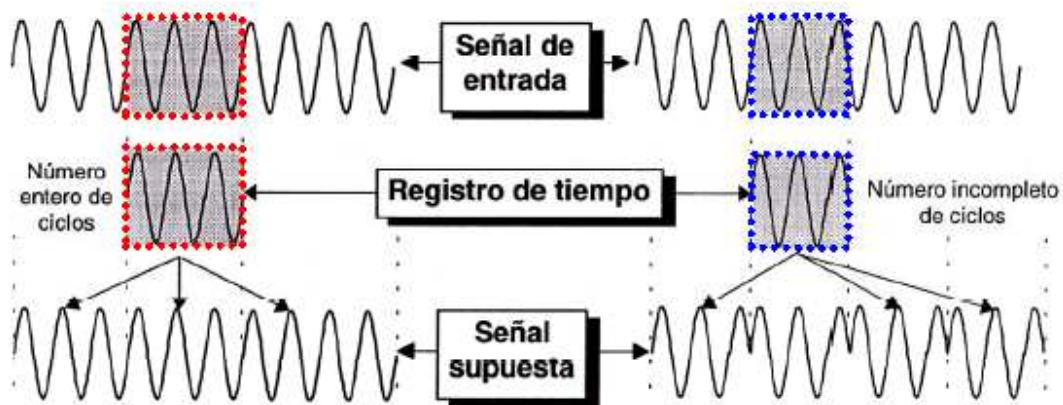


Figura28. Efecto leakage. [6]

Este es un problema que puede llegar a ser muy importante, ya que puede alterar el resultado de la FFT. Este problema se puede paliar utilizando una función denominada ventana espectral. Como el problema fundamental de la falta de periodicidad se encuentra en los extremos, se busca en estas funciones que la influencia de los extremos sea despreciable, dando preponderancia a la zona central del registro.

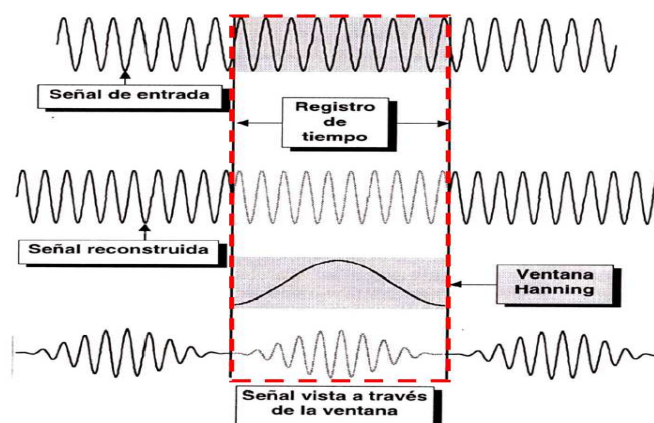


Figura29. Aplicación de la ventana temporal a una señal. [6]

Existen muchos tipos de ventana, cada una de las cuales tiene una aplicación restringida, algunas de ellas son:

-*La ventana uniforme.* Se aplica en los casos donde la señal no es periódica y por tanto, no hay que forzarla a ello, tal es el caso de los transitorios.

-*La ventana Hanning.* Se aplica cuando la señal no es periódica en el registro de tiempo y hay que forzarla a ello. Los resultados obtenidos son buenos en la frecuencia pero introduce un cierto grado de atenuación en la amplitud.

-*La ventana Flattop.* Se aplica de igual forma cuando la señal no es periódica en el registro de tiempo y hay que forzarla a ello. Los resultados obtenidos son buenos en la amplitud pero presenta peores resultados en la frecuencia.

4.2.5 Efecto empalizada o 'Picket-Fence'

Como el espectro es calculado a frecuencias discretas, la amplitud y frecuencia real de las componentes puede perderse tal como muestra la Figura 30. Esto se soluciona mejorando la resolución en frecuencia ya sea un mayor número de líneas o una frecuencia máxima de menor valor.

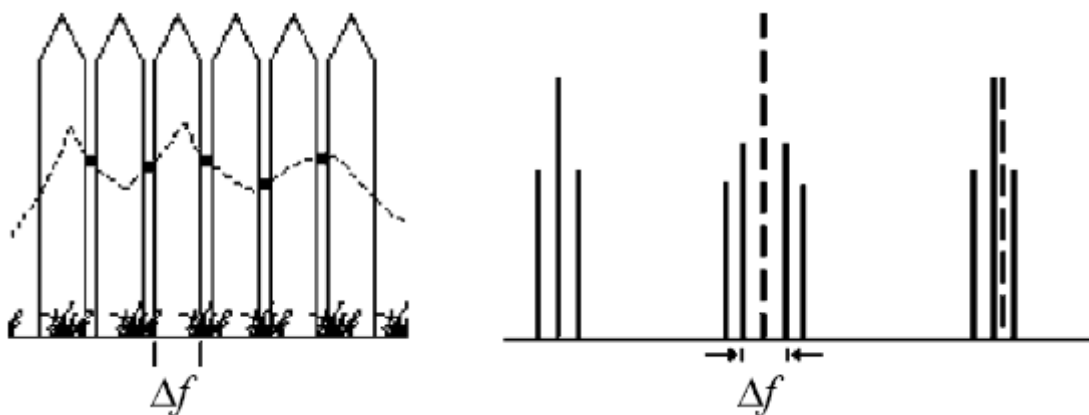


Figura30. Efecto 'Picket-Fence'. [6]

4.3 PSD Y POTENCIA ESPECTRAL. [7]

La Densidad de Potencia Espectral (Power Spectral Density, PSD) de una señal es una función matemática que nos informa de cómo está distribuida la potencia o la energía de dicha señal sobre las distintas frecuencias que la componen (su espectro). Para poder realizar un mejor análisis espectral, tras obtener los valores X_k aplicando la FFT, se muestra la densidad de potencia espectral (PSD).

Supongamos que X_n representa un voltaje. La potencia disipada sobre una resistencia de valor R , vale:

$$P_n = X_n^2 / R \quad (4.13)$$

Si el valor de esta resistencia es de $R = 1$ ohmio, la potencia media disipada durante un periodo de tiempo T , viene dada por la ecuación 4.14:

$$P_{media} = \frac{\sum_{n=0}^{N-1} |x_n|^2 \Delta}{T} \quad (4.14)$$

Donde la longitud total de la señal $T = N \cdot \Delta$, siendo N el número de muestras. Por tanto:

$$P_{media} = \frac{\sum_{n=0}^{N-1} |x_n|^2}{N} \quad (4.15)$$

Teniendo en cuenta el teorema de Parseval para la DFT:

$$\sum_{n=0}^{N-1} |x_n|^2 = \frac{1}{T} \sum_{k=0}^{N-1} |X_k|^2 \quad (4.16)$$

Podemos poner la ecuación 4.15 como:

$$P_{media} = \frac{\sum_{n=0}^{N-1} |X_k|^2}{N^2} \quad (4.17)$$

En el dominio de la frecuencia, la potencia media puede obtenerse mediante la ecuación:

$$P_{media} = \sum_{k=0}^{N-1} S(f)_k \cdot \Delta f \quad (4.18)$$

Donde $S(f)_k$ es la densidad de potencia espectral de la frecuencia k . Combinando las ecuaciones 4.17 y 4.18, resulta:

$$\frac{|X_k|^2}{N^2} = S(f)_k \cdot \Delta f \quad (4.19)$$

Teniendo en cuenta que $\Delta f = 1/T$ y que $T = N \cdot \Delta$

$$\frac{|X_k|^2}{N^2} = S(f)_k \cdot \frac{1}{N \cdot \Delta} \quad (4.20)$$

Quedando finalmente que la densidad de potencia espectral para cada frecuencia:

$$S(f)_k = \frac{\Delta \cdot |X_k|^2}{N} = \frac{\Delta}{N} \cdot X_k \cdot X_k^* \quad (4.21)$$

CAPÍTULO 5:

CARACTERIZACIÓN DE

DEFECTOS A PARTIR DE

SEÑALES VIBRATORIAS.

5.1 PRINCIPALES TIPOS DE DEFECTOS EN MÁQUINAS. [8]

En este apartado se van a mostrar diferentes espectros de vibraciones establecidos para casos concretos de defectos en máquinas rotativas. Como se ha comentado al principio el objetivo buscado es comprobar la viabilidad del mantenimiento predictivo basado en la monitorización de defectos en el dominio de la frecuencia. Por lo tanto uno de los principales objetivos en el presente proyecto va a ser conseguir toda la información posible para poder establecer patrones en los espectros de vibración de ejes de ferrocarril, con la finalidad de que en un futuro se puedan tener identificados espectros concretos para defectos concretos en dichos ejes.

Si consideramos una máquina simple, reducida al eje y los rodamientos que le permiten rotar, el espectro de frecuencia de la señal vibratoria estará constituido por una serie de picos, discretos en amplitud, a las frecuencias características del sistema, como podrían corresponder a la velocidad de rotación del eje, a resonancias estructurales, etc. A partir de estas frecuencias se podría llegar a conocer el estado de los elementos que conforman la máquina, es decir, si existe defecto o no e, incluso, llegar a valorar la importancia del mismo si se comparara con un estado patrón.

En las máquinas rotativas reales, compuestas por multitud de elementos, el espectro de frecuencias y, por tanto, el diagnóstico, no es tan simple. Como se puede suponer, la interpretación del espectro de frecuencia es extraordinariamente complejo, no sólo por la gran cantidad de información que conlleva, sino también porque el hecho de que esté presente una componente frecuencial, característica de un tipo de defecto, no supone, de forma inmediata, que ese defecto esté presente, ya que, como, por ejemplo, en el caso del desequilibrio, la firma espectral característica es muy similar a la de un desalineamiento y se debe de profundizar más en el análisis para poder distinguir entre ambas causas.

Es importante recalcar, que para la siguiente clasificación de defectos la firma espectral que se escoge para caracterizar el defecto no se asemejará, en general, a un espectro real porque en el espectro del ejemplo se considera un único tipo de defecto y, en un espectro real, aparecen simultáneamente todos los defectos presentes.

5.2 DESEQUILIBRIO.

Se produce cuando el centro geométrico de cualquier sección transversal rotativa no coincide con el centro de masas y, por tanto, el eje de giro no coincide tampoco con el eje principal de inercia que atraviesa la sección. Es la causa más común de la vibración de una máquina, puesto que ha de contarse siempre con cierto “desequilibrio permanente” como consecuencia de las tolerancias de ensamblaje, de la construcción y de la propia anisotropía del material.

Este defecto se manifiesta, en el espectro de frecuencia, como un pico situado a una frecuencia igual a la velocidad de giro de la máquina (1x r.p.m.) y se incrementa de forma proporcional con el cuadrado de la velocidad de rotación ($F_c = m \cdot r \cdot \omega^2$). Por lo tanto, cuanto mayor es el desequilibrio, mayor será la amplitud a la citada frecuencia. Destacar también que la amplitud será mayor en una medida de vibración en sentido radial que en sentido axial del eje.

a) Desequilibrio de fuerzas.

Se caracteriza porque la amplitud del desequilibrio aumenta con el cuadrado de la velocidad de rotación. En el espectro, el pico a 1x r.p.m. suele predominar sobre el resto.

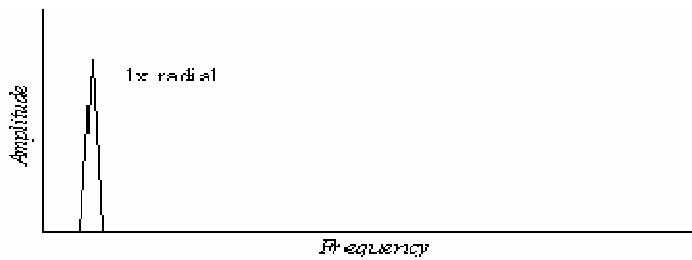


Figura 31. Espectro de frecuencia típico de un desequilibrio de fuerzas.

b) Desequilibrio del acoplamiento.

Al igual que el desequilibrio de fuerzas, la amplitud varía con el cuadrado de la velocidad de rotación. En el espectro de frecuencia aparece un pico a 1x r.p.m. que suele ser el de mayor importancia. Puede llegar a ocasionar vibraciones elevadas tanto en dirección radial como en dirección axial.



Figura 32. Espectro de frecuencia típico de un desequilibrio del acoplamiento.

c) Desequilibrio del rotor en voladizo.

Los rotores en voladizo suelen tener desequilibrios de fuerza y de acoplamiento, generando vibraciones elevadas a 1x r.p.m. tanto en dirección radial como en dirección axial, con el inconveniente de que la medida en esta última dirección puede resultar inestable.

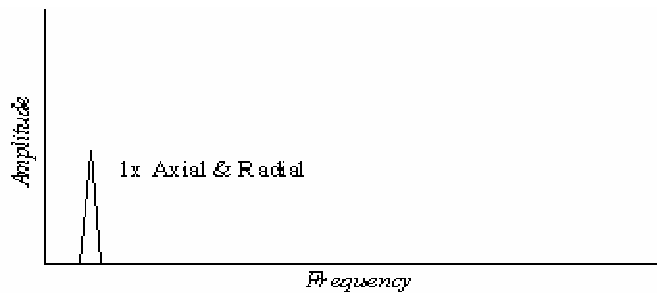


Figura 33. Espectro de frecuencia típico de un desequilibrio de un rotor en voladizo.

d) Rotor excéntrico.

La excentricidad ocurre cuando el centro de rotación se sale de la línea central geométrica de una polea acanalada, de un engranaje, de un cojinete, de una armadura del motor, etc. La vibración más grande ocurre a 1x r.p.m. del componente excéntrico en la dirección de los centros de los dos rotores.

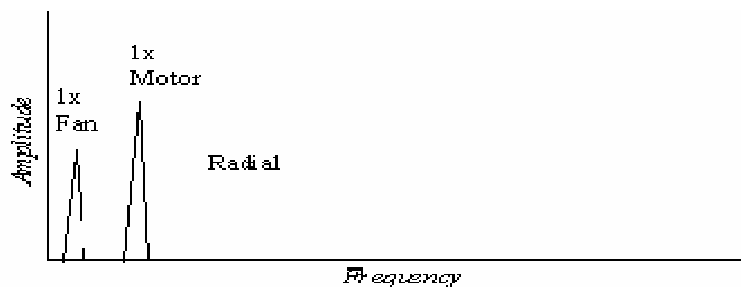


Figura 34. Espectro de frecuencia típico de un rotor excéntrico.

5.3 DESALINEAMIENTO.

Es, probablemente, la segunda de las anomalías de las máquinas rotativas más frecuente por la dificultad que supone alinear dos ejes y sus rodamientos de forma que no se originen fuerzas que produzcan vibraciones.

Entre sus características fundamentales destaca que el desalineamiento no es un fenómeno unidireccional como sucede con el desequilibrio, luego la amplitud medida en dirección vertical y horizontal no tiene por qué coincidir. Este tipo de defecto presenta alta vibración en sentido axial además de radial. En el espectro de frecuencia se caracteriza por presentar un pico a $2x$ r.p.m. cuyo valor es del orden de la mitad o superior a la magnitud de la componente $1x$ r.p.m.

Se pueden considerar tres casos de desalineación entre ejes: Paralela, Angular y mixta:

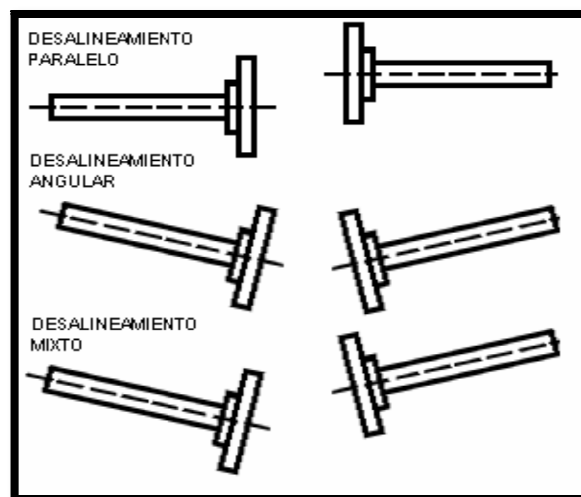


Figura35. Tipos de desalineación entre ejes.

a) Desalineamiento angular.

Se caracteriza, además de la vibración radial a $1x$ y $2x$ r.p.m., por la alta vibración axial a las frecuencias de $1x$ y $2x$ r.p.m., pudiendo aparecer una componente en $3x$ r.p.m.

b) Desalineamiento paralelo.

Se caracteriza por presentar una alta vibración radial, con una componente $2x$ r.p.m. de mayor amplitud que la componente de $1x$ r.p.m.

En el caso de que el desalineamiento angular o radial se convierta en severo, pueden aparecer en el espectro de frecuencia picos de elevada amplitud en armónicos $4x - 8x$ o incluso una serie de armónicos de alta frecuencia similares a los que aparecen con un defecto de holgura mecánica.

c) Desalineamiento cojinete – eje.

El desalineamiento, no sólo se produce entre ejes, también se da entre un eje y el rodamiento asociado y entre un eje y un cojinete de fricción.

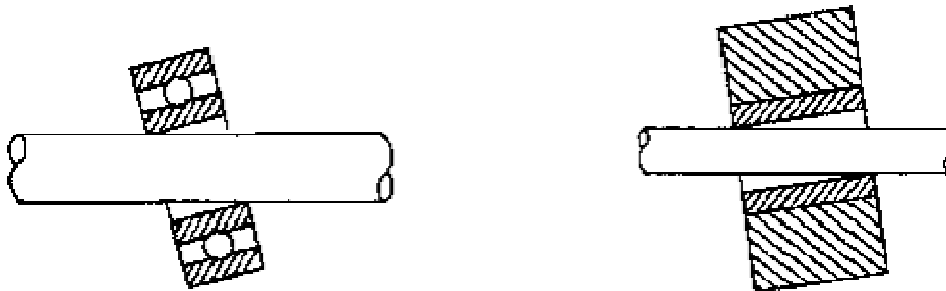


Imagen36. Rodamiento y casquillo mal alineados respecto al eje.

Este defecto se caracteriza porque se genera una vibración axial considerable. Para solucionar este problema, se debe de cambiar el cojinete e instalar otro de forma adecuada. El espectro de frecuencia es similar a los casos anteriores.

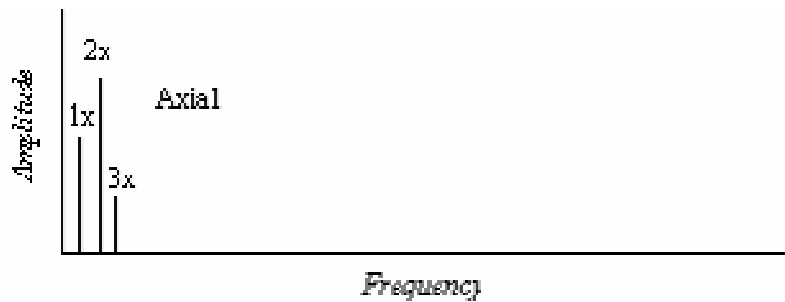


Figura37. Firma espectral característica de desalineamiento cojinete – eje.

d) Curvatura de un eje.

Un caso particular de desalineamiento puede considerarse la curvatura de un eje, que presentará un desvío angular en cada apoyo. Este fenómeno que no es unidireccional, se caracteriza por generar también una alta vibración axial.

Notar que el hecho de que el centro de masas de un eje doblado no coincida con el centro geométrico, hace que el defecto relacionado con la curvatura del eje se pudiera considerar también como un defecto de desequilibrio.

Las causas de un eje doblado pueden ser debidas a diferentes razones: condiciones térmicas extremas, rotor pandeado, modificación de características metalúrgicas del material, consecuencia de roces importantes, los propios roces, cortocircuitos en las bobinas de máquinas eléctricas que producen diferencias graves de temperatura entre una parte y otras, gradientes de temperatura entre los puntos inferiores y superiores de turbomáquinas que se producen por convección del circuito de refrigeración durante la parada, y que pueden llegar a provocar cargas que lleguen a doblar el rotor; una alineación mal realizada, pérdida de apriete de bancadas y soportes, etc.

5.4 DEFECTOS RELACIONADOS CON ENGRANAJES.

Un engranaje produce espectros de vibración con múltiples frecuencias a identificar, por ello, es conveniente disponer de espectros patrón, obtenidos cuando el engranaje se encuentra en estado satisfactorio, con el fin de observar las variaciones de amplitud en cada frecuencia.

La frecuencia fundamental de vibración es la denominada frecuencia de engrane, **GMF**: Gear Mesh Frequency, resultado del producto del número de dientes por la velocidad de rotación. Pueden aparecer también otras componentes de la vibración cuando se presenten dientes del engranaje defectuosos, como es la que corresponde a la frecuencia resultante de multiplicar el número de esos dientes defectuosos por la velocidad de rotación del eje.

Problemas como el desalineamiento, deformaciones, desgaste de dientes, huelgos excesivos, erosión o rallado por falta de engrase y excentricidad, aparecen en un análisis en el dominio de la frecuencia, como bandas laterales de la frecuencia fundamental de fallo del engranaje. La frecuencia fundamental y los valores de sus armónicos identifican la causa de la vibración, mientras que la amplitud de las bandas laterales respecto a la fundamental pone de manifiesto la severidad del problema.

El espectro de frecuencia normal de un engranaje en buen estado se caracteriza por la presencia de picos a 1x y 2x r.p.m., además de un pico a la frecuencia de engrane, GMF. En torno a GMF, aparecen además bandas laterales equiespaciadas, una frecuencia igual a la velocidad de giro del eje.

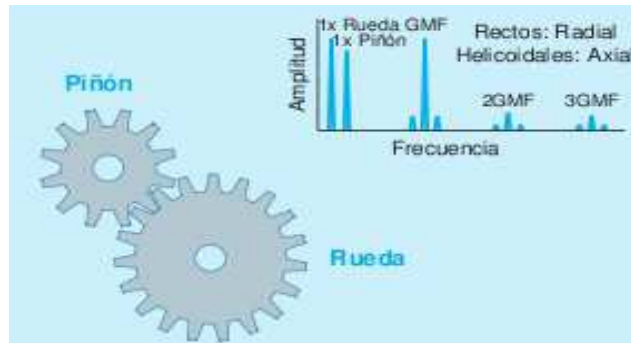


Figura38. Espectro de frecuencia típico de un engranaje en buen estado.

Los defectos relacionados con engranajes más frecuentes son los siguientes:

a) Desalineamiento del engranaje.

La vibración predominante tiene lugar a 1x RPM y a 2x RPM de los ejes desalineados, pudiendo excitar la frecuencia de engrane, observándose los tres primeros armónicos de la GMF. Altera la rotación normal de los engranajes al dificultar el encaje entre dientes en las partes donde se encuentran desalineados, provocando que una reducción momentánea de la velocidad de giro.

La FFT representa este fenómeno mediante picos al doble de la velocidad de rotación y al doble de la frecuencia de engrane. Cada uno de estos dos síntomas, principalmente el pico en 2x GMF, puede ser debido a un problema de alineación en el engranaje, que a su vez, podría estar provocado por una desalineación en un acoplamiento u otro factor externo como un problema en la bancada.

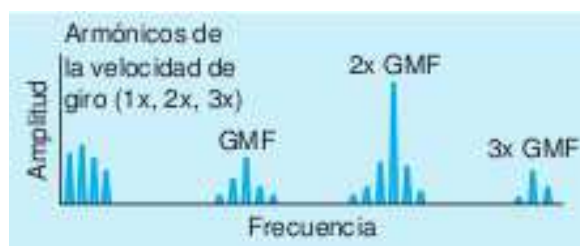


Figura39. Desalineamiento en engranajes.

b) Desgaste del diente.

Un indicador del desgaste de diente en el espectro de frecuencia, es la presencia de un pico a la frecuencia natural del engranaje junto con bandas laterales equiespaciadas a la velocidad de rotación. Las bandas laterales pueden servir como indicadores del desgaste, de modo que, cuanto mayor es su amplitud, mayor es el deterioro.

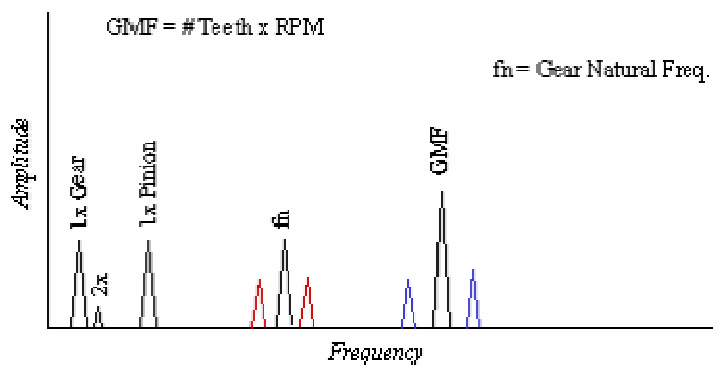


Figura 40. Espectro de frecuencia de un engranaje con desgaste en un diente.

c) Excentricidad y golpeteo del engranaje.

Se caracteriza por la presencia de bandas laterales de elevada amplitud en torno a GMF. El engranaje que presenta el problema se puede identificar a partir del espaciado entre las bandas laterales. El golpeteo incorrecto excita la frecuencia GMF y las frecuencias naturales del engranaje, que serán acompañadas por bandas laterales en 1x r.p.m.

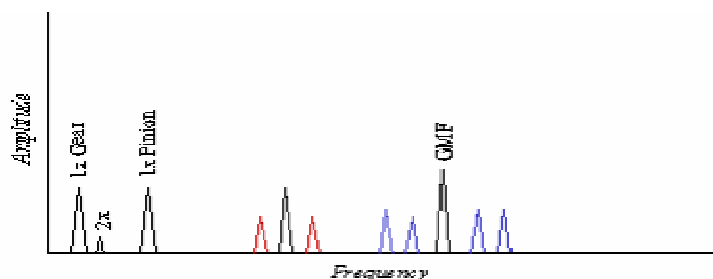


Figura 41. Espectro de frecuencia de un engranaje excéntrico.

d) Diente agrietado o quebrado.

Un diente agrietado o quebrado generará en el espectro de frecuencias una elevada amplitud a $1x$ r.p.m., siendo esta frecuencia la correspondiente a la velocidad de giro del engranaje al cual pertenece el diente. Además, el diente excitará también la frecuencia natural del engranaje, que estará acompañada de bandas laterales a su velocidad de rotación.

Para la identificación de este problema puede ser de gran ayuda un análisis en el dominio temporal, porque se podrían apreciar con claridad los impactos generados cada vez que engrana el diente defectuoso, separados un intervalo de tiempo correspondiente al inverso de la velocidad de giro del engranaje que presenta el defecto.

5.5 RODAMIENTOS.

Los cojinetes de elementos rodantes o rodamientos, que constituyen el modelo utilizado en un gran número de máquinas, presentan la característica de ser el elemento de mayor rigidez en la tolerancia permitida, frente a otros componentes, es decir, independientemente de que las instalaciones o máquinas dispongan de otras piezas vitales, siempre va a depender del estado de los rodamientos la fiabilidad de las instalaciones y la aparición de muchas averías.

En un rodamiento de bolas o rodillos su duración o vida útil va a depender de las cargas dinámicas que soporte, de la velocidad operativa y de las vibraciones que absorbe. Será prioritario vigilar los fenómenos exteriores como el desequilibrio, el desalineamiento o la lubricación defectuosa, entre otros, para que la vida del rodamiento sea satisfactoria. Cualquier vibración va a tener efectos muy negativos en las condiciones operativas y en la vida del

rodamiento, precipitando los daños correspondientes en sus diferentes componentes rotacionales y su consiguiente reducción de horas de funcionamiento.

En los rodamientos se pueden considerar cuatro etapas en la evolución progresiva del defecto antes del colapso:

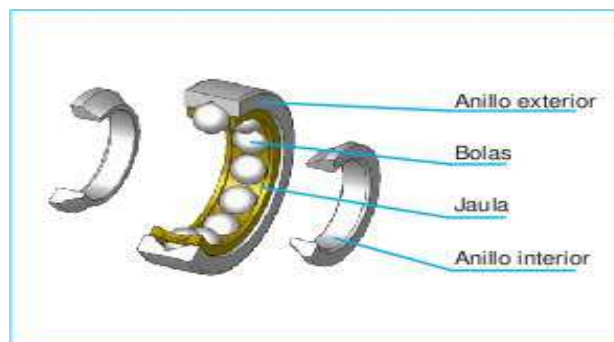


Figura42. Partes de un rodamiento.

Etapas 1.

En esta fase, el rodamiento se encuentra en perfecto estado con lo cual en el espectro sólo se aprecian la frecuencia de giro y posiblemente algunos de sus armónicos.

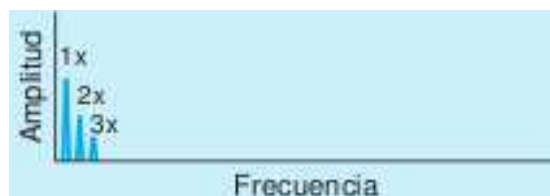


Figura43 .Fase 1 del deterioro de un rodamiento.

Etapas 2.

Aparecen lecturas de vibración a alta frecuencia, las cuales constituyen el primer indicador del inicio del deterioro de un rodamiento. Dichas lecturas se deben a impactos, provocados por un pequeño defecto, que suelen excitar las

frecuencias naturales de las pistas de rodadura a alta frecuencia. Estas medidas se realizan en el espectro de aceleración en una banda comprendida entre 1 kHz y 20 kHz.



Figura 44. Fase 2 del deterioro de un rodamiento.

Etapas 3.

Aparecen las frecuencias características de defectos y sus armónicos. A medida que el daño progresa se incrementa la magnitud de los armónicos de las frecuencias de fallo y aumenta la aceleración a alta frecuencia. El seguimiento de su evolución nos permite planificar su cambio con la suficiente antelación.

El desgaste es generalmente visible y puede extenderse a través de la periferia del rodamiento, particularmente cuando las bandas laterales, que acompañan a cualquier armónico de una frecuencia de defecto del rodamiento son importantes. Es el momento de reemplazar el rodamiento.



Figura 45. Fase 3 del deterioro de un rodamiento.

Etapas 4.

Esta es la fase final del rodamiento. Cuando este se encuentra muy dañado aparecen síntomas similares a holguras y roces. Aparece además, ruido de fondo detectable en aceleración a alta frecuencia. Aumenta la amplitud de 1x RPM y sus armónicos disminuyen o desaparecen las frecuencias de fallo enmascaradas en el ruido de fondo.



Figura46. Fase 4 del deterioro de un rodamiento.

Por otro lado los defectos típicos que aparecen en los rodamientos son los siguientes:

- Defectos en la pista interior.
- Defectos en la pista exterior.
- Defectos en bolas o rodillos.
- Deterioro de jaula.
- Holguras.
- Rodamientos desalineados.
- Inadecuada lubricación.

5.6 HOLGURAS MECÁNICAS.

Los desajustes mecánicos en los elementos estáticos de la máquina, dan lugar a un incremento de la respuesta del desequilibrio residual que tiene el rotor a la frecuencia $1x$ r.p.m., y un golpeteo que se produce con una frecuencia $2x$ r.p.m. Tipos de holguras mecánicas:

a) Holgura mecánica de tipo A.

Originada por la flojedad o debilidad estructural de los pies de la máquina, placa de base (bancada) o cimentación. El espectro característico sería como el de la siguiente figura:

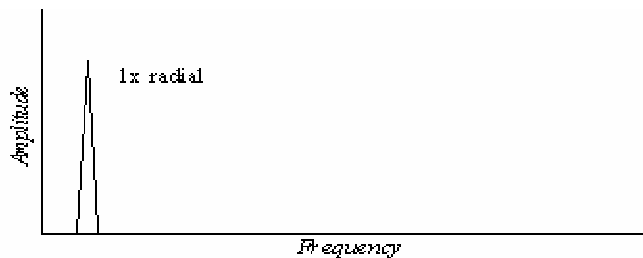


Figura47. Espectro de frecuencia de la holgura mecánica de tipo A.

b) Holgura mecánica tipo B.

Originada por la flojedad de los pernos de los silents-blocks, las grietas en la estructura del bastidor o el soporte del cojinete:

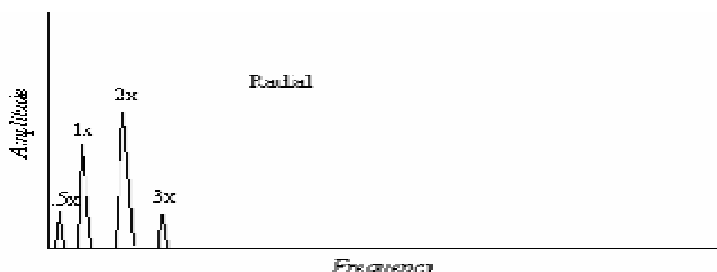


Figura48. Espectro de frecuencia de la holgura mecánica tipo B.

c) Holgura mecánica tipo C.

La produce el ajuste incorrecto entre las piezas que causarán muchos armónicos debido a la respuesta no lineal de las piezas flojas.

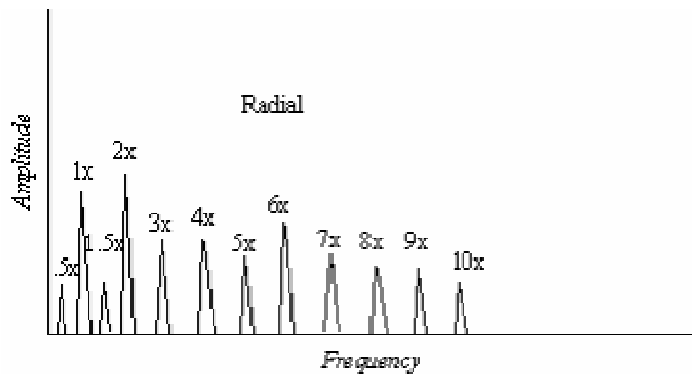


Figura 49. Espectro de frecuencia de la holgura mecánica tipo C.

En general, este fenómeno da lugar a la amplificación de las vibraciones que existen, relativas a cualquier otra causa, por lo que será muy común encontrar, en un diagrama de espectro, vibraciones correspondientes a los armónicos superiores; 3x r.p.m., 4x r.p.m., 5x r.p.m., etc., como se puede comprobar en las imágenes anteriores.

Un ejemplo típico de estas holguras se suele presentar cuando la base de una máquina puede oscilar libremente sobre sus apoyos. Las modificaciones en los momentos torsores y otras fuerzas asociadas a la rotación, ocasionarán un impacto de la bancada sobre el soporte que se repetirá dos veces por revolución.

5.7 COJINETES DE FRICCIÓN.

Los cojinetes con un juego excesivo pueden permitir que un desequilibrio, un desalineamiento o ambos de forma simultánea, causen una elevada vibración que sería mucho más baja si la holgura del cojinete hubiese cumplido las especificaciones. El espectro de frecuencia de un cojinete con un proceso de desgaste muy avanzado, muestra una serie de armónicos enteros a la velocidad de rotación (hasta 10 o 20 veces la velocidad de rotación).

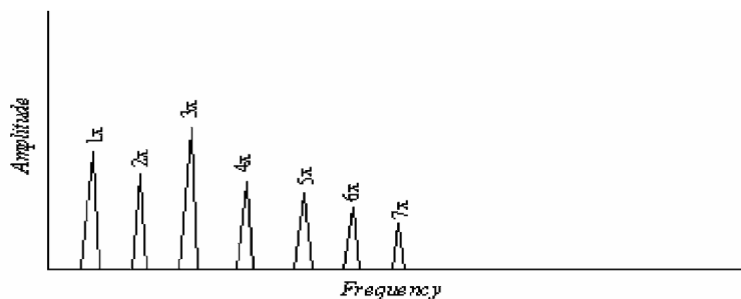


Figura 50. Espectro de frecuencia de un cojinete en avanzado estado de deterioro.

Dentro de este apartado, se debe hacer referencia al **Oil Whirl**, en castellano, “remolino de aceite” y al **Oil Whip**, en castellano, “latigazo de aceite”. Es un fenómeno que aparece, sobre todo, en los cojinetes provistos de lubricación en circuito cerrado a presión y que operan a velocidades altas.

En los cojinetes citados anteriormente, el rotor es sustentado por una fina película de fluido, el cual circula a una velocidad de, aproximadamente, la mitad de la del rotor (media de la velocidad del rotor y del alojamiento). Debido a la pérdida de viscosidad en el fluido, la presión antes del punto de mínima holgura es menor que detrás. Esta diferencia de presiones causa una fuerza de desestabilización tangencial, en la dirección de la rotación, que da como resultado un remolino, a una velocidad ligeramente inferior a la mitad de la velocidad de rotación del rotor.

Este tipo de defecto presentará un diagrama de espectro en cascada, en el que se observa que la frecuencia de la vibración correspondiente al Oil Whirl es la respuesta de aproximadamente $0.5x$ r.p.m. y como coincide con una velocidad crítica, se produce la resonancia y el fenómeno de Oil Whip. Los daños podrían llegar a ser graves, si la velocidad de funcionamiento de la máquina tiene un valor cercano al doble de la velocidad crítica del sistema.

La vibración producida por este efecto es auto-excitada, es decir, se alimenta del movimiento del propio eje, de forma que una vez que se inicia este fenómeno las fuerzas centrífugas de este eje son amplificadas y éstas, a su vez, realimentan las consecuencias de este fenómeno.

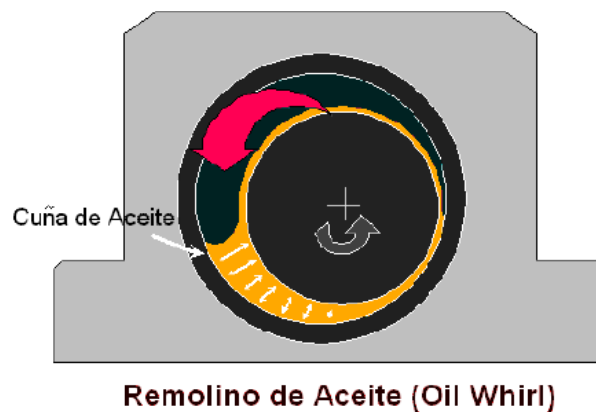


Figura51. Esquema de un cojinete en el se produce el fenómeno de Oil Whirl.

5.8 ROCES EN LAS MÁQUINAS.

Los roces aparecen en la máquina al constituirse un contacto entre el rotor y un elemento estático (diafragmas, retenes, etc.). Pueden incluso iniciarse con un desequilibrio fuerte, una curvatura muy pronunciada, dilataciones térmicas o alineaciones incorrectas.

Un roce de cierta magnitud destruye la máquina con rapidez y, por lo tanto, es muy importante detectarlo en su comienzo como roce parcial. Los roces parciales se manifestarán ya desde el inicio del arranque.

En la mayoría de los casos, un roce se inicia en la forma de un pequeño golpeteo y un salto o rebote del eje respecto del elemento estático. A medida que se incrementa el roce, el concepto de “golpear y saltar” se modifica y el punto de roce comienza a actuar como un cojinete seco sin lubricación.

Como consecuencia del impacto y del roce, se somete al eje a una fuerza tangencial en el punto de contacto, que provoca una resultante de desequilibrio mayor. Por lo tanto, al tratarse de un fenómeno auto-excitado se produce un aumento de energía que dobla el eje.

Otro término de diferenciación de los roces es que la respuesta en las direcciones vertical y horizontal son muy distintas, hasta el punto de que si el roce es vertical, por ejemplo, en la medida horizontal no se aprecia ninguna frecuencia subarmónica.

Como ejemplo de rozamiento en máquinas se va a tratar el rozamiento del rotor, el cual se produce cuando las piezas que rotan entran en contacto con componentes inmóviles. En la siguiente imagen se representa un espectro de frecuencia característico de este tipo de defectos. Se puede comprobar que es similar al espectro de holgura mecánica tipo C.

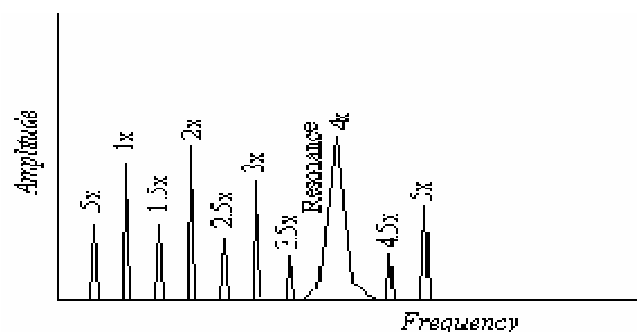


Figura52. Espectro de frecuencia característico de un rozamiento del rotor.

5.9 PROBLEMAS ELÉCTRICOS.

Las averías que puedan afectar a las máquinas rotativas, en general, como son el desalineamiento, el desequilibrio, las resonancias u otras, se presentarán igualmente en el caso de los motores eléctricos. Sin embargo, pueden manifestarse, además, otras vibraciones específicas de estos motores cuyo origen se encuentra en sus características eléctricas, que producen, en cambio, vibraciones mecánicas, entre las que se puede citar, como más significativas:

- Alteración del entrehierro.
- Excentricidad sobre el centro magnético.
- Rotura o pérdida de barras.
- Bobinados en cortocircuito o abiertos.

La avería quizá más frecuente en los motores eléctricos es la excentricidad del entrehierro producida, bien por desequilibrio mecánico del rotor, bien por excentricidad de la armadura del estator o por otras condiciones mecánicas que traen consigo la modificación de los valores de su entrehierro o lo largo de su rotación y que generan vibraciones a una frecuencia igual a 2 veces la frecuencia de la red de alimentación eléctrica.

Esta frecuencia es, normalmente, desplazada de su valor teórico y modulado en bandas laterales, con una frecuencia diferencial igual al producto del número de polos por la velocidad del motor y por el valor del deslizamiento.

Para el caso de roturas de barras, cortocircuitos en bobinados, barra o colectores, que sólo son manifestados bajo el motor en carga, la frecuencia de la vibración que se produce ocurre a la velocidad del giro del campo magnético de la máquina con la aparición, también, al igual que en el defecto anterior, de

una modulación lateral definida por la frecuencia diferencial igual al número de polos por la velocidad del motor multiplicada por el deslizamiento, en este caso.

Cuando el problema tiene exclusivamente origen eléctrico, este desaparecerá desconectando la alimentación lo cual constituye una herramienta muy útil para la identificación de estos defectos.

5.10 PROBLEMAS EN CORREAS.

a) Correas flojas, gastadas o mal unidas:

Como se puede comprobar en la siguiente imagen, las frecuencias de los picos ocasionados por la correa están por debajo de las r.p.m del motor o de la máquina conducida. Suelen aparecer picos a 1x, 2x, 3x y 4x la frecuencia de la correa, siendo el segundo normalmente, el pico dominante.

En el caso de correas dentadas, el desgaste o el desalineamiento de la polea son indicados por amplitudes elevadas a la frecuencia de la correa.

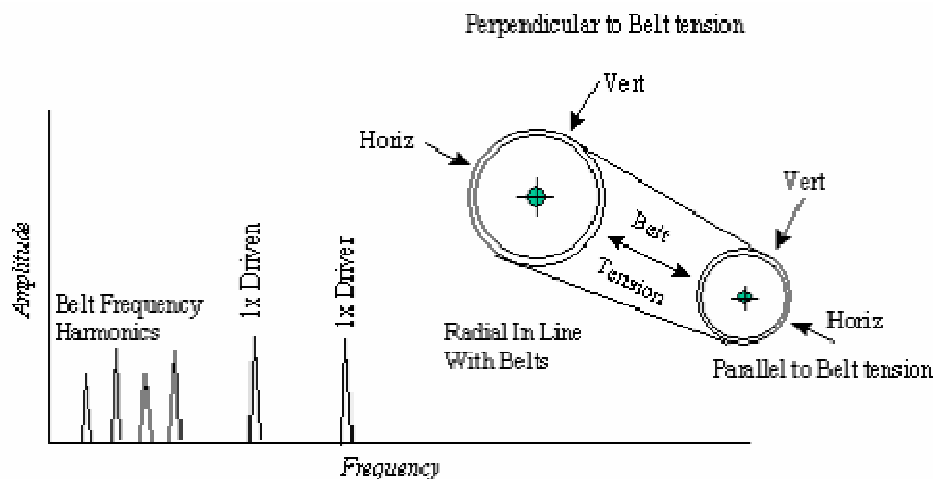


Figura53. Espectro de frecuencia característico de correas flojas, gastadas o mal unidas.

b) Desalineamiento entre la polea acanalada y la correa.

El desalineamiento de poleas acanaladas produce una alta vibración a 1x.r.p.m., predominantemente en la dirección axial.

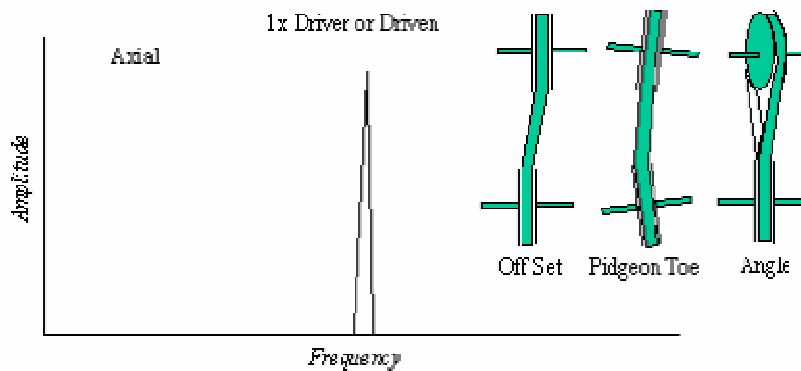


Figura54. Espectro de frecuencia característico de un desalineamiento entre poleas.

c) Poleas acanaladas excéntricas.

Las poleas acanaladas excéntricas y/o desequilibradas causan alta vibración a 1x r.p.m. de dicha polea acanalada.

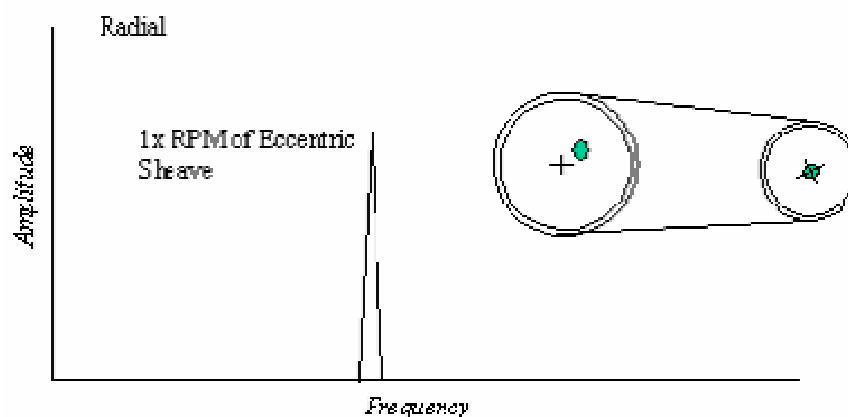


Figura55.Espectro de frecuencia característico de poleas acanaladas excéntricas.

d) Resonancia de la correa.

La resonancia de la correa puede causar altas amplitudes si la frecuencia natural de la correa está próxima o coincide, bien con la velocidad de giro del motor o de la máquina conducida. Esta frecuencia natural de la correa puede ser alterada cambiando la tensión o la longitud de la misma.

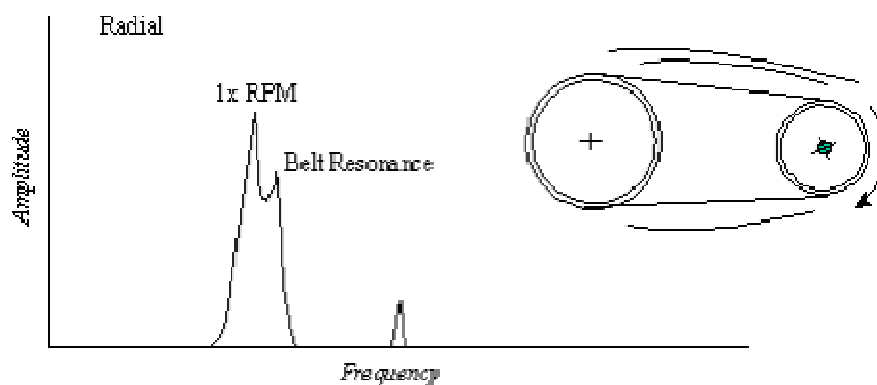


Figura56. Espectro de frecuencia debido a resonancia de la correa.

5.11 PROBLEMAS HIDRÁULICOS Y AERODINÁMICOS.

a) Paso de lámina y de paleta.

La frecuencia de paso de lámina, *BPF* (Blade or Vane Pass Frequency), es igual al número de láminas o paletas *r.p.m. La presencia de *BPF* en los espectros de frecuencia de bombas, ventiladores y compresores no es indicativa, normalmente, de un problema. Sin embargo, una amplitud elevada a la frecuencia *BPF* o la de sus armónicos puede ser debido a:

1. El hueco entre las paletas giratorias y los difusores inmóviles no es igual alrededor de toda la vuelta.

2. La coincidencia entre una frecuencia natural del sistema y BPF o sus armónicos.
3. El fallo de la soldadura que sujeta a los difusores.
4. La presencia de obstrucciones que perturben la trayectoria del flujo o si el rotor de la bomba o del ventilador se colocan excéntricos dentro de la cubierta.

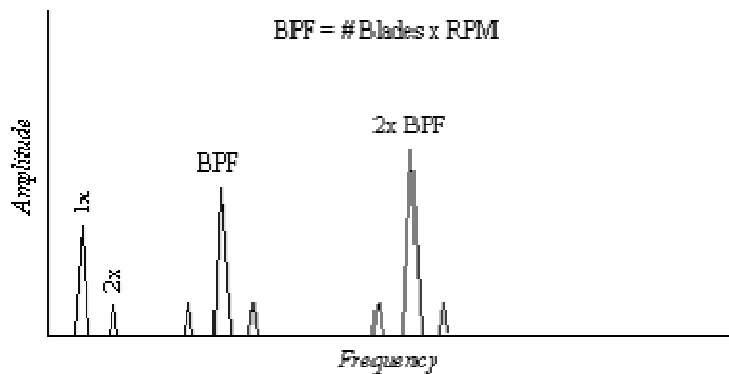


Figura 57. Espectro de frecuencia típico de bombas, compresores, ventiladores, etc.

b) Turbulencia del flujo.

La turbulencia del flujo ocurre en los sopladores debido a las variaciones en la presión o velocidad del aire que pasa a través del ventilador o línea de trabajo conectada. Esta interrupción del flujo causa la turbulencia que generará la vibración de frecuencia variable

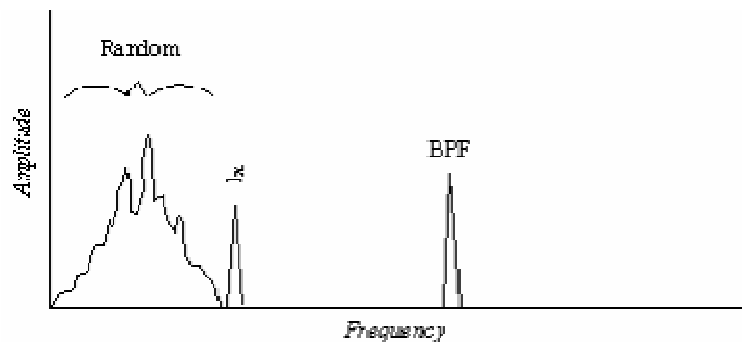


Figura 58. Espectro de frecuencia característico de turbulencias en el flujo.

c) Cavitación.

La cavitación genera vibración de frecuencia variable y elevada, que suele superponerse a los armónicos de la frecuencia de paso de lámina.

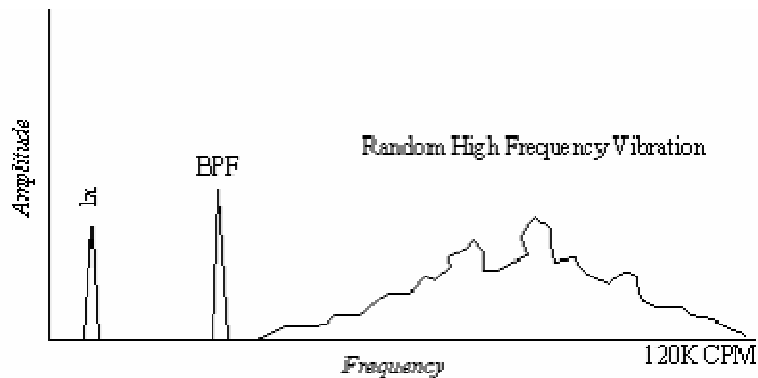


Figura59. Espectro de frecuencia debido a cavitación.

CAPÍTULO 6:

METODOLOGÍA

EMPLEADA.

6.1 SISTEMA DE MEDIDA.



Figura60. Esquema del sistema de medida.

1. Banco de ensayos.

El banco de ensayos consta de la bancada y de la “Machine Fault Simulation” (MFS). Ésta última se puede dividir a su vez en tres grupos, por un lado tenemos el subconjunto del motor con las pertinentes sujeciones, por otro el sistema de sujeción del eje y finalmente el sistema de sujeción general.

A continuación se muestran imágenes detalladas del banco de ensayos llamado Rotokit, el cual ha sido empleado en el laboratorio para realizar el análisis de vibraciones.

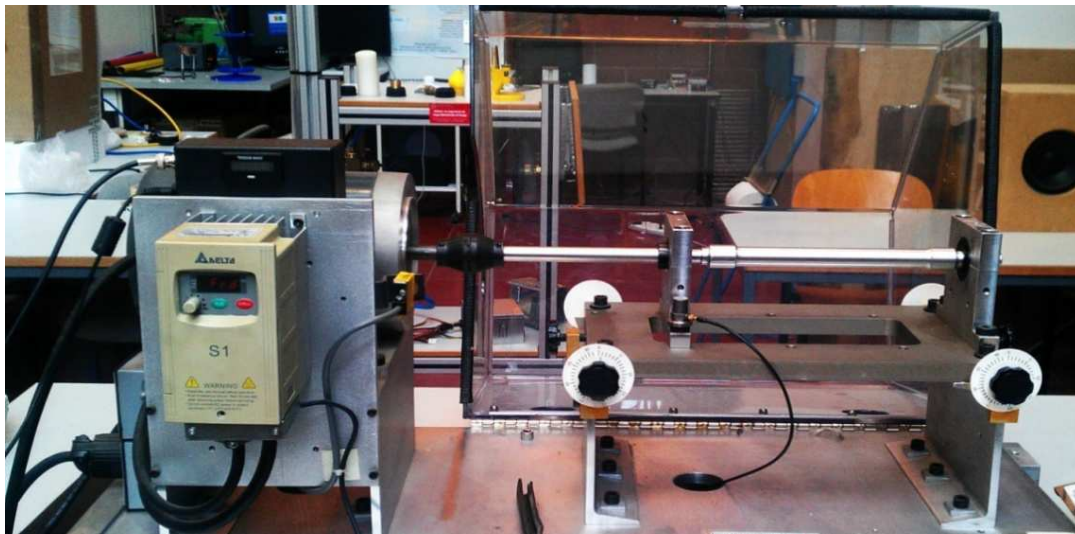


Figura61. Rotokit con protección abierta.

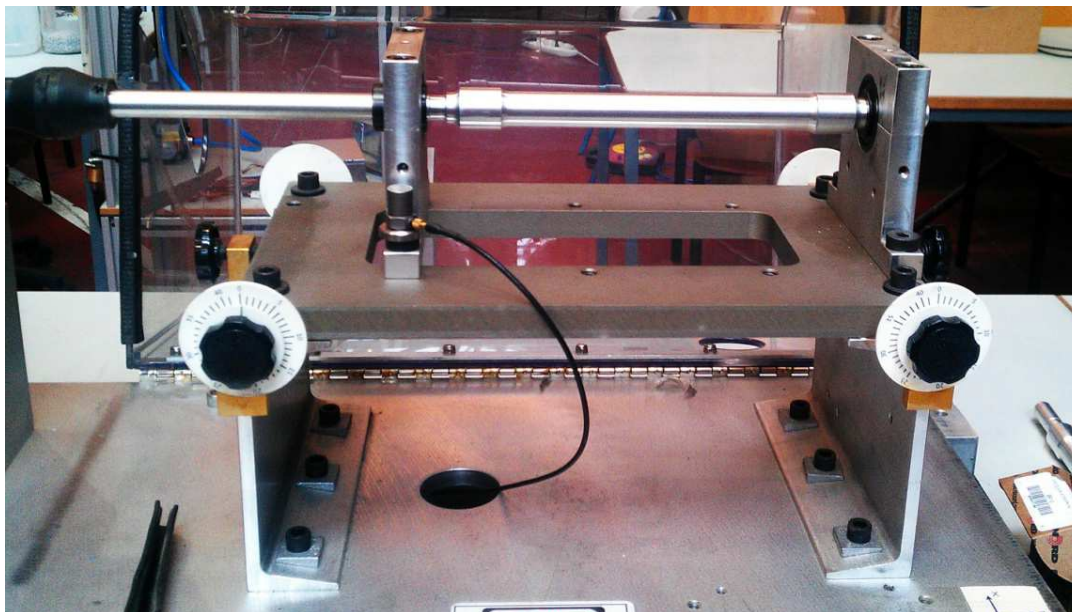


Figura62. Detalle de Rotokit con protección abierta.



Figura 63. Vista lateral del Rotokit.

2. Acelerómetro.

Se ha optado por utilizar un acelerómetro piezoeléctrico como transductor porque se ha comprobado que los acelerómetros piezorresistivos captan el ruido electromagnético (f.e.m. inducida) en ensayos de medida con entornos eléctricos y además es muy difícil aislar la señal electromagnética perturbadora adecuadamente.

Para la correcta toma de medidas de vibraciones se cumplieron una serie de consideraciones:

- La colocación del acelerómetro se debe realizar en una zona limpia y sin rugosidades, de modo que no existan espacios libres entre la superficie del transductor y la superficie del punto de medida.
- Tras cada medida es aconsejable limpiar la base del soporte magnético para evitar la presencia de suciedad que pueda distorsionar la medida.
- Igualmente, la limpieza del conector del acelerómetro y del cable, es fundamental para una correcta medida.

Capítulo 6: Metodología empleada.

- Se debe asegurar que el soporte magnético está correctamente apretado, para evitar posibles movimientos relativos entre el citado soporte y el acelerómetro.
- No deben presentarse dobleces a lo largo de toda la longitud del cable porque se podría llegar a alterar su resistencia y falsear la medida. Por el mismo motivo, es importante que el apantallamiento del cable no sufra roces o esté deteriorado.
- Durante el proceso de medida, el cable no debe ser sometido a vibración debida a golpeteo ni a tensión mecánica, porque podrían distorsionar las medidas.
- Tras cada serie de medidas se verifican las características del acelerómetro, que previamente ha sido calibrado.

El acelerómetro utilizado en los ensayos se ha colocado lo más cercano a los cojinetes de la máquina, ya que en ese lugar es donde mejor calidad de señal de vibración se obtiene. Se puede observar mejor la colocación de dicho acelerómetro en la figura 64:

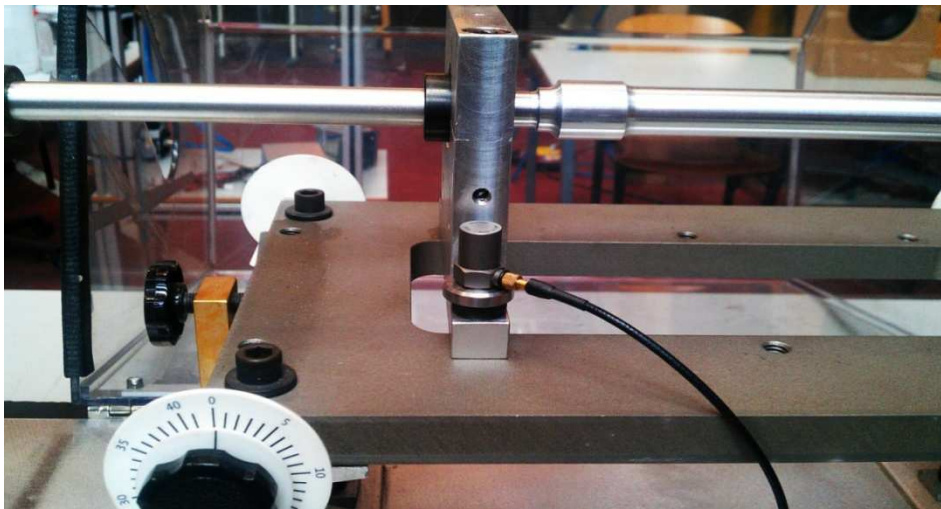


Figura 64. Colocación del acelerómetro.

Capítulo 6: Metodología empleada.

3. Filtro-Amplificador.

El propósito de un filtro es remover señales indeseadas desde la señal que se está trabajando. Con el propósito de poder usar las señales tomadas con el acelerómetro, es necesario conectar éste último a unos filtros acondicionadores de señal que preparan la señal para su posterior captura mediante una tarjeta de adquisición de datos.

Las señales alternas, tales como vibración a menudo requieren un tipo diferente de filtros conocidos como un filtro anti-aliasing.

El amplificador utilizado es un B&K 2693 NEXUS, este tipo de amplificador tiene 4 canales y su curva de aceleración es lineal desde una frecuencia próxima a 0,1 Hz hasta 140 KHz.



Figura65. Parte delantera de amplificador NEXUS.



Figura66. Parte trasera de amplificador NEXUS.

Capítulo 6: Metodología empleada.

4. Tarjeta de adquisición de datos.

La tarjeta de adquisición de datos es de la marca Keithley modelo KUSB 3100. Su función es la de convertir la señal analógica adquirida por los sensores en una señal digital para su posterior procesamiento en un ordenador.

La conexión plug-and-play permite que el PC detecte automáticamente el módulo de adquisición de datos KUSB-3100 cuando es conectado al ordenador y busque el software necesario para su funcionamiento.



Figura67. Tarjeta keithley.

5. Ordenador.

El PC lo utilizamos para la adquisición de datos, una vez la tarjeta digitalizadora ha transformado la señal analógica en una señal discreta, y con la ayuda del software específico "Btool", del cual se habla más detalladamente en el siguiente apartado.



Figura68. PC utilizado para las mediciones de vibración.

6.2 SOFTWARE PARA LA ADQUISICIÓN DE DATOS.

6.2.1 Software Btool.

Para la adquisición de los datos, se utiliza un software específicamente diseñado para dicha tarea, llamado BTOOL. Dicho software se basa en una interfaz gráfica realizada en Matlab® que permite configurar los parámetros necesarios para el proceso.

Este software permite multitud de usos y posibilidades de análisis. Centrándonos en el uso dado al software “Btool” en este proyecto se podría definir como un sistema de monitorización y adquisición de datos. Para comenzar a usarlo se debe ejecutar la función principal “Btool.m” desde la ventana de comandos del propio programa o pulsando el botón “Run” de la propia función. Esta función se inicia ejecutando una serie de condiciones iniciales imprescindibles para el correcto funcionamiento de la aplicación durante la sesión de trabajo. Declara variables con o sin valor preestablecido relacionadas con el modo de trabajo en el que se encuentra, valores de parámetros, representaciones gráficas, configuraciones iniciales, escaladas e incluso fecha y hora de la sesión iniciada. Estas condiciones primarias son esenciales para poder controlar en todo momento el flujo de información y garantizan que no haya errores en los diferentes modos de trabajo, sin producirse duplicados de ellas, y de esta manera se puede tener un control total de todas las variables al intercambiarse de un fichero a otro.

Una vez establecidas dichas condiciones de inicio, se lanza el panel de control de la interfaz gráfica principal donde se dispone de varios menús contextuales que permiten al usuario elegir entre los diferentes modos de trabajo o realizar la carga de una sesión de trabajo anterior.

Capítulo 6: Metodología empleada.

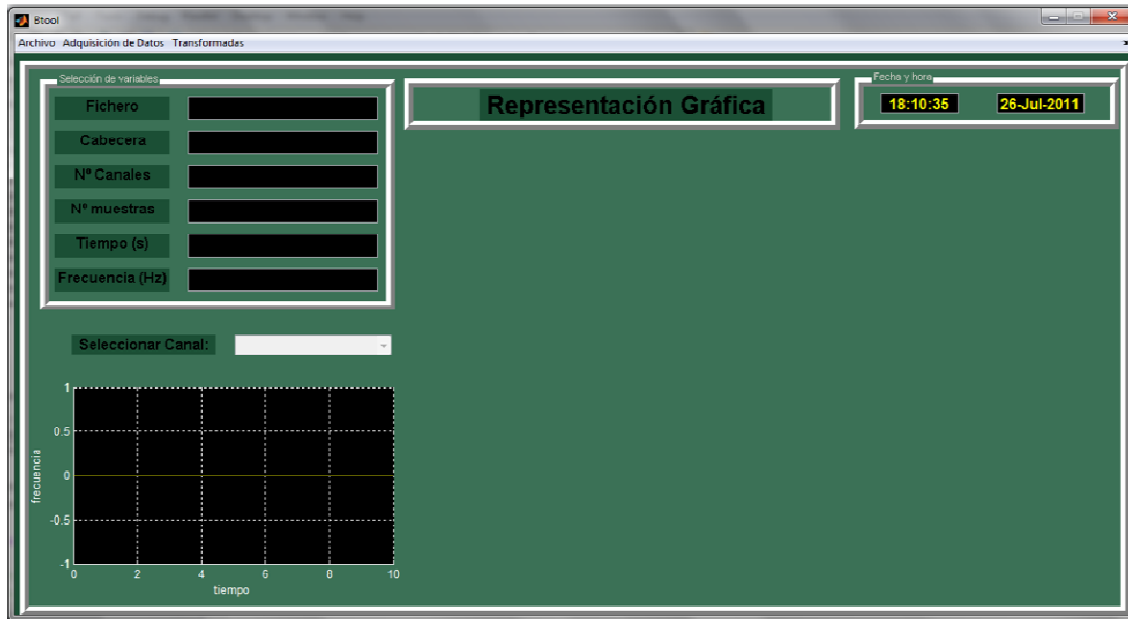


Figura69. Panel de control de Btool.

A partir de aquí el usuario tiene varias opciones para realizar la adquisición de datos de las vibraciones. En la pestaña “adquisición de datos” del panel los diferentes modos de trabajo que puede seleccionar el operario son el modo “KEITHLEY”, modo “Micrófono” o modo “Simulación”.

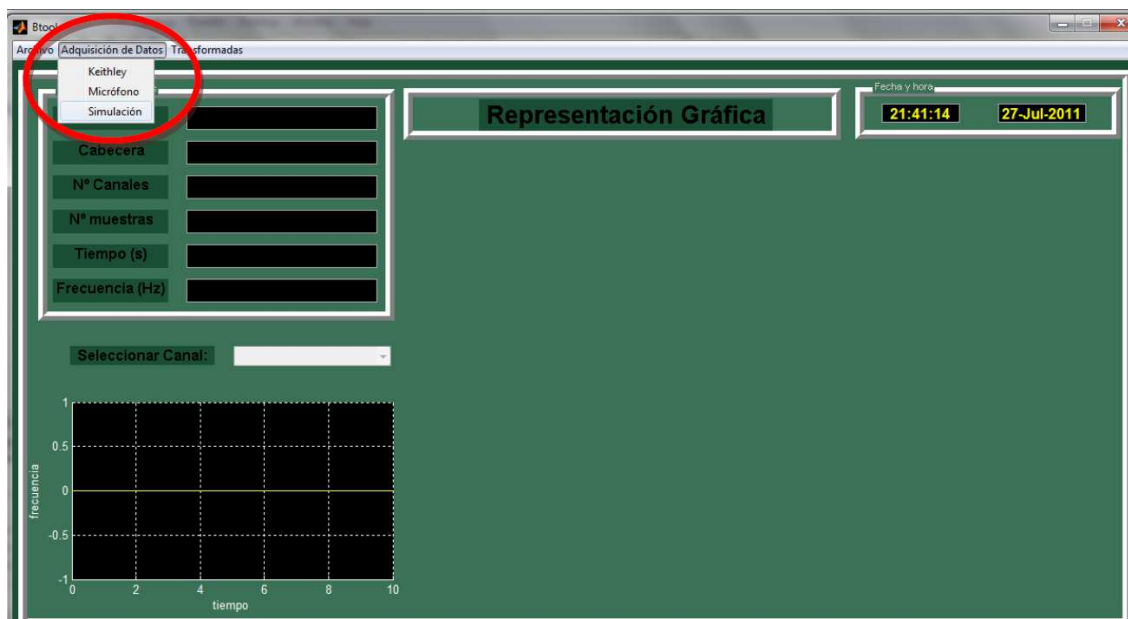


Figura70. Pestaña adquisición de datos de Btool.

Capítulo 6: Metodología empleada.

El uso de la pestaña de “Transformadas” es para realizar el tratamiento de señal de los datos capturados. La transformación que se realiza puede ser de tres tipos: Espectro de frecuencia, Transformada de Hilbert y Cálculo de los Niveles de Energía. En este caso no profundizaremos más en el tema ya que no se utilizaran estas opciones en la captura de señales vibratorias de este proyecto.

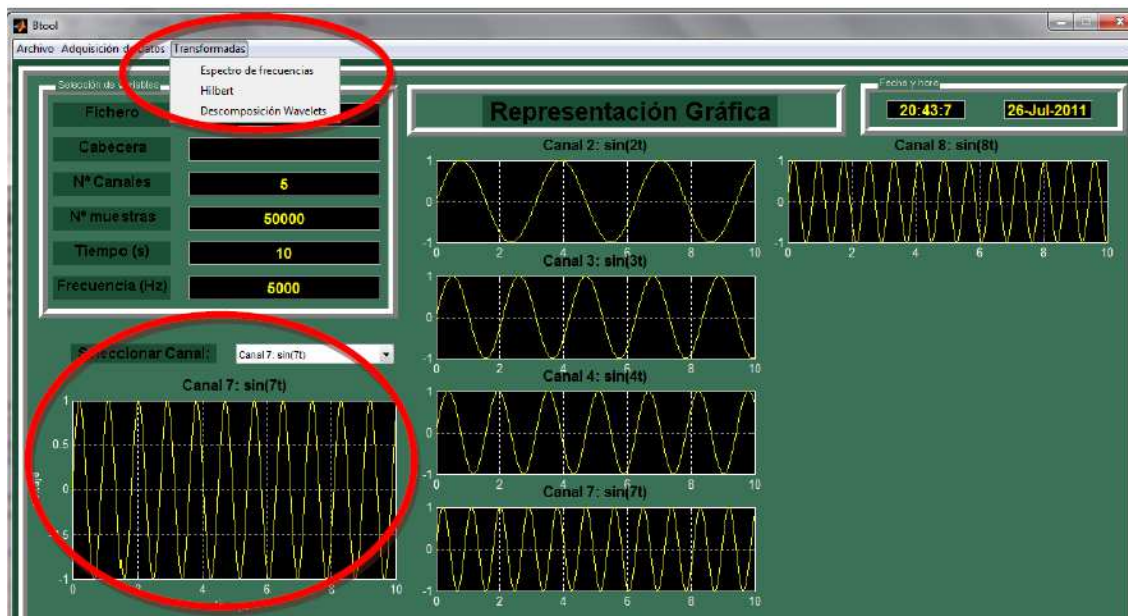


Figura71.Pestaña de transformadas en Btool.

En resumen podríamos decir que en este software cada uno de los modos de trabajo ejecuta en primer lugar una función propia para que determine los parámetros iniciales correctos para su perfecta ejecución. Posteriormente, una vez establecidos las condiciones necesarias todos los modos de trabajo desembocan en la ejecución de la misma función “Allchannels.m”, que es la interfaz gráfica más importante de toda la herramienta. En ella se dispone de multitud de opciones, funcionalidades y utilidades diversas para que el usuario pueda realizar una buena captación y adquisición de señal y acto seguido disponer de múltiples herramientas para poder realizar un buen tratamiento de la señal acorde a sus necesidades.

Capítulo 6: Metodología empleada.

A continuación, se muestra la interfaz gráfica de “Allchannels.m” y se detallan cuales son las principales partes que el usuario necesita dominar para poder trabajar con la herramienta.

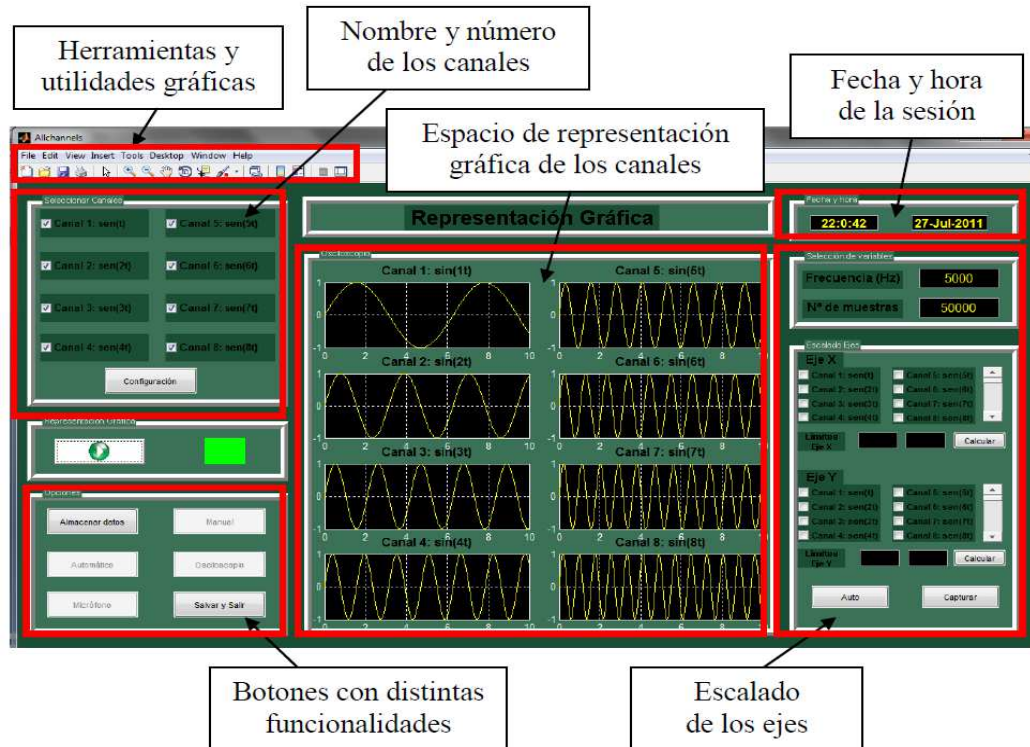


Figura72. Interfaz gráfica “Allchannels.m”.

Las opciones básicas del software Btool quedarían resumidas esquemáticamente de la siguiente forma:

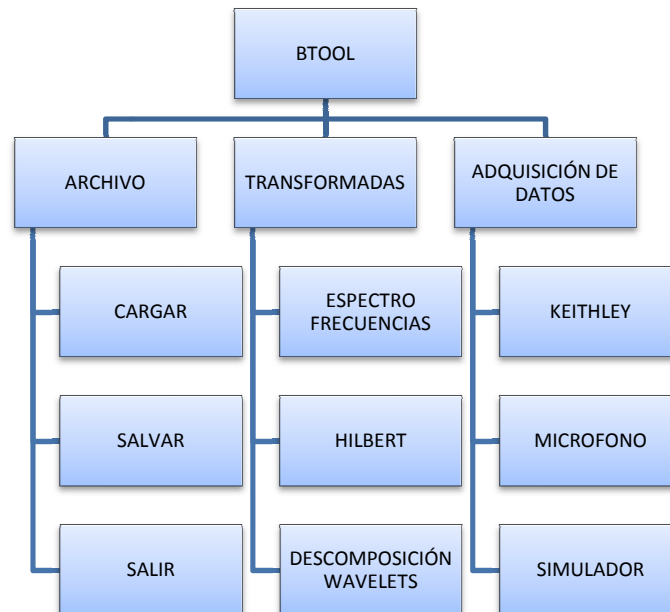


Figura73. Esquema de las opciones principales de Btool.

6.2.2 Software ADEVI.

Este software se utiliza para transformar los registros temporales obtenidos anteriormente en registros representados en el dominio de la frecuencia. Este proceso es posible gracias a la aplicación de la transformada de Fourier.

La aplicación ADEVI (análisis de vibraciones) está diseñada para el análisis y simulación de señales vibratorias en elementos rodantes de manera rápida e intuitiva. Principalmente puede realizar tres funciones principales:

1. Analizar señales vibratorias contenidas en ficheros, cuyos datos han sido captados en ensayos realizados en maquinaria.

Capítulo 6: Metodología empleada.

2. Simular señales vibratorias que serian excitadas en un rodamiento funcionando con diferentes tipos de defectos, a partir de los parámetros característicos del sistema.
3. Simular señales vibratorias que serian excitadas en una pareja de engranajes funcionando con diferentes tipos de defectos, a partir de los parámetros característicos del sistema.

Por otro lado, contiene unas herramientas muy útiles para el análisis de la señal vibratoria, pudiendo representar la señal temporal y la frecuencial. Para esta ultima cuenta con los métodos de la FFT, la Envolvente, la Transformada de Hilbert y la transformada de Wavelet. También contiene un modulo de análisis estadístico que permite precisar mejor la muestra que se va a analizar.

El programa utiliza ventanas gráficas para la interacción con el usuario, lo que permite un seguimiento visual y de mayor facilidad para el mismo.

Hay que tener en cuenta que en el presente proyecto no se ha hecho uso del programa completo, lo que se ha hecho es configurar una aplicación específica en Matlab® que se centra en el análisis de la señal de vibración, usando la FFT y obteniendo como resultado un gráfico, donde el eje x es la densidad de potencia espectral y por otro lado el eje y representa la frecuencia.

Visualmente los pasos seguidos para la obtención de las gráficas en el dominio de la frecuencia se muestran a continuación:

1. En primer lugar ejecutamos el archivo “examinar82” que nos llevará directamente al menú de inicio de ADEVI.

Capítulo 6: Metodología empleada.

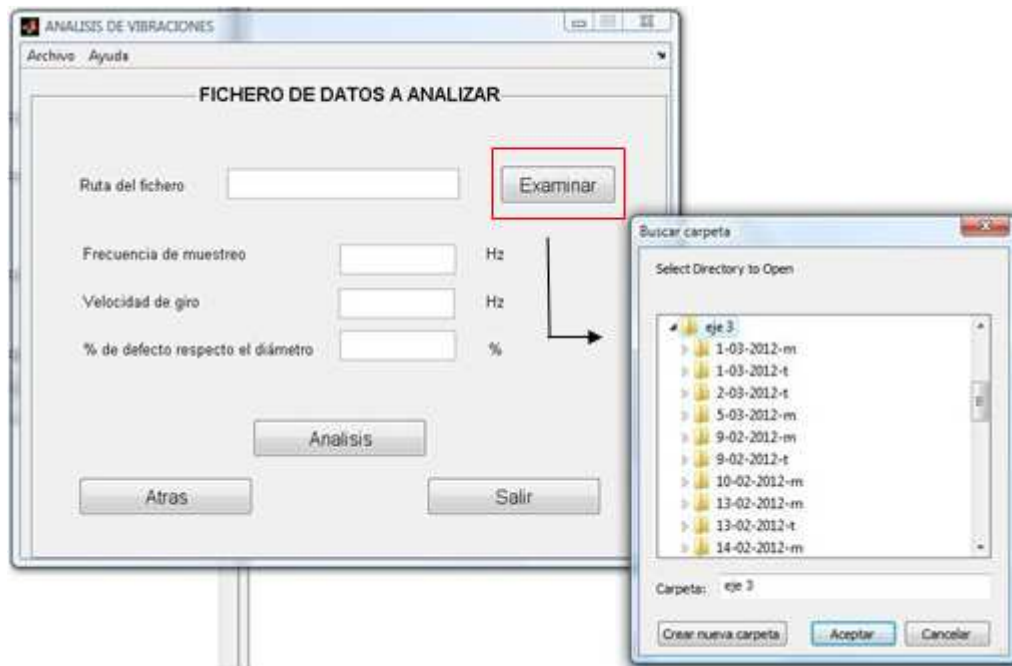


Figura74. Imagen del menú de ADEVI.

2. Pinchando en la pestaña “examinar” buscamos el directorio en el que tenemos los datos del eje ordenados por fechas. A continuación completamos la información del menú con las características correspondientes.

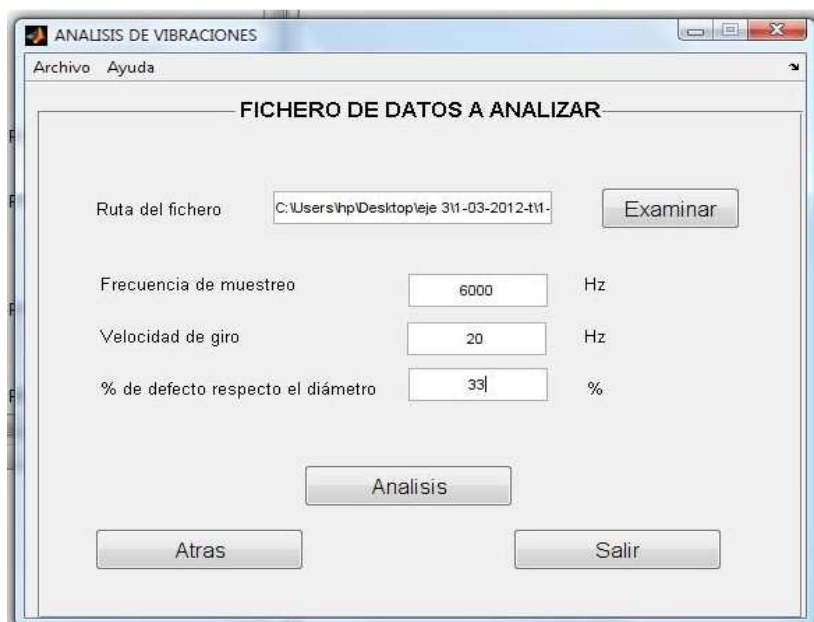


Figura75. Imagen de interfaz ADEVI.

Capítulo 6: Metodología empleada.

3. El siguiente paso es seleccionar el tipo de diagrama que se quiere obtener. En nuestro caso seleccionamos el correspondiente al de diagrama PSD.

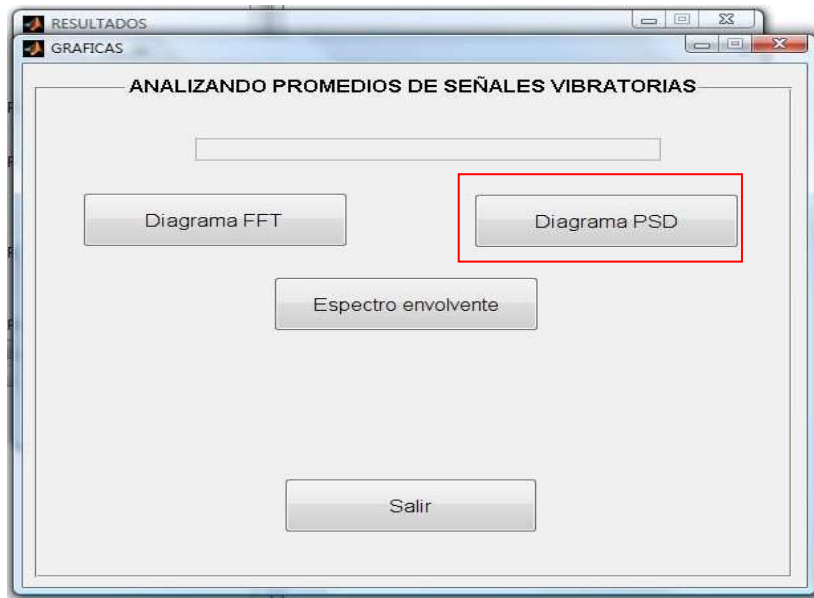


Figura76. Figura de interfaz ADEVI.

4. Por último se obtiene el gráfico de la PSD en función de la frecuencia.

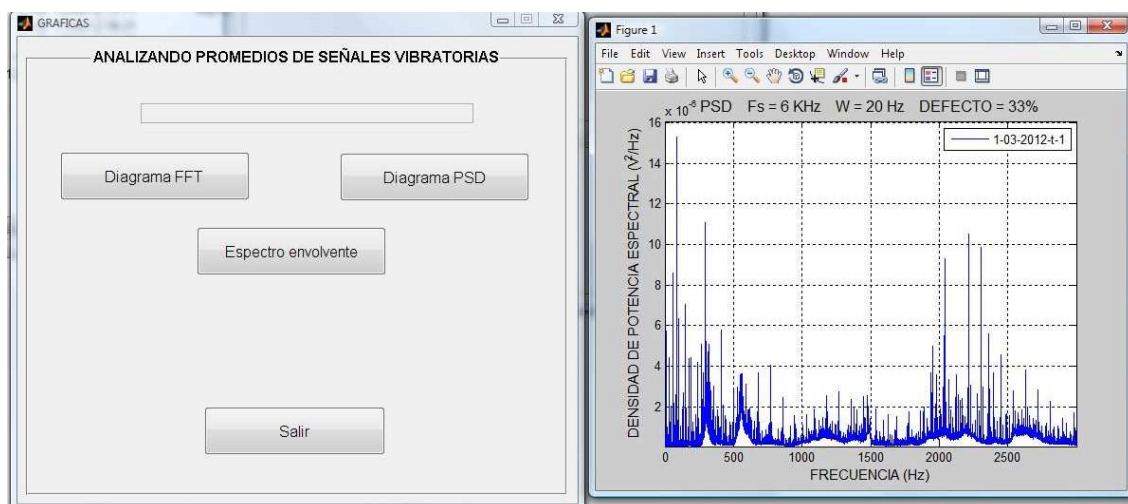


Figura77.Figura de representación frecuencial en ADEVI.

A su vez el programa ADEVI guarda la siguiente información de cada directorio:

Capítulo 6: Metodología empleada.





 1-03-2012-m-1-PSD	28/08/2012 19:25	Imagen de Paintbr...	32 KB
 1-03-2012-m-1-PSD	28/08/2012 19:25	MATLAB Figure	125 KB
 1-03-2012-m-1-PSD	28/08/2012 19:25	MATLAB MAT-file	227 KB
 S1-03-2012-m-1	28/08/2012 19:25	Documento de tex...	544 KB

Figura78. Imagen de información obtenida a partir de ADEVI.

Se trata de información relacionada con el diagrama de la PSD representado anteriormente, el se guarda como imagen de “Paint”, y como figura de Matlab®. Además se guarda un archivo en formato ASCII que contiene la siguiente información:

S1-03-2012-m-1 - Bloc de notas	
Archivo	Edición Formato Ver Ayuda
0.0000000e+000	1.8408407e-004
3.6623329e-001	1.4806043e-007
7.3246658e-001	1.4383302e-007
1.0986999e+000	1.4834300e-007
1.4649332e+000	3.2356575e-007
1.8311665e+000	1.6705172e-007
2.1973997e+000	1.1445779e-007
2.5636330e+000	1.5142941e-007
2.9298663e+000	1.4944437e-007
3.2960996e+000	1.4656909e-007
3.6623329e+000	1.3848645e-007
4.0285662e+000	7.5626033e-007
4.3947995e+000	2.1148799e-007
4.7610328e+000	1.6780016e-007
5.1272661e+000	9.4069366e-008
5.4934994e+000	1.4149736e-007
5.8597326e+000	1.0366253e-007
6.2259659e+000	1.2257420e-007
6.5921992e+000	7.8619897e-008
6.9584325e+000	4.7693564e-007
7.3246658e+000	9.2973347e-008
7.6908991e+000	1.1313677e-007
8.0571324e+000	1.0186056e-007
8.4233657e+000	1.6240985e-007
8.7895990e+000	1.6257073e-007
9.1558323e+000	1.3606363e-007
9.5220656e+000	1.2817783e-007
9.8882988e+000	1.2750596e-007
1.0254532e+001	1.5786680e-007
1.0620765e+001	2.4604473e-007
1.0986999e+001	6.7412542e-006
1.1353232e+001	3.4044535e-007
1.1719465e+001	4.7537525e-007
1.2085699e+001	1.0239163e-007
1.2451932e+001	3.4737225e-007
1.2818165e+001	1.0297384e-007
1.3184398e+001	8.2787486e-008
1.3550632e+001	7.1013245e-008
1.3916865e+001	1.1088408e-007
1.4283098e+001	1.8316519e-007
1.4649332e+001	1.4660046e-007
1.5015565e+001	2.5568847e-008

Figura79. Información de archivo.txt.

Esto representa una matriz de 16384x2 puntos correspondientes a los puntos de la gráfica de la PSD representada por la aplicación ADEVI.

6.2.3 Otros softwares utilizados.

A partir aquí hay que considerar que hay mucha cantidad de información, y que el software ADEVI ha transformado los datos del dominio del tiempo al dominio de la frecuencia, introduciendo dichos datos en ADEVI fichero por fichero. Tras una observación detallada de las gráficas resultantes se ha comprobado que existe mucha dispersión, la solución para esto es realizar una aplicación en Matlab® que realice el promedio de los datos correspondientes al archivo ".txt", el cual contiene las matrices formadas por los puntos que describen las señales de vibración en el dominio de la frecuencia obtenidas mediante el programa ADEVI.

La ventaja de esta aplicación es que permite introducir los datos por carpetas, y no fichero a fichero como lo hace ADEVI. Por lo tanto antes de introducir los datos colocamos toda la información por carpetas ordenadas por defectos y a su vez por velocidades de rotación, de la siguiente forma:

DEFECTO 0%	DEFECTO 16%	DEFECTO 33%	DEFECTO 50%
<ul style="list-style-type: none"> • 20 Hz • 40 Hz • 60 Hz 	<ul style="list-style-type: none"> • 20 Hz • 40 Hz • 60 Hz 	<ul style="list-style-type: none"> • 20 Hz • 40 Hz • 60 Hz 	<ul style="list-style-type: none"> • 20 Hz • 40 Hz • 60 Hz

Figura80. Jerarquía para ordenar los datos de ADEVI por carpetas.

Tras este proceso se obtienen 12 archivos de tipo m.file formadas por las matrices promedio. De esta manera se ha conseguido obtener, por ejemplo, un solo archivo que recoge todas las medidas con nivel de defecto 0%, y con velocidad de rotación 20Hz de todo el proceso de medida. Y así sucesivamente para los demás casos.

El siguiente software utilizado permite hacer una representación gráfica (PSD-frecuencia) de los archivos de matrices promedio comentados anteriormente. Por otro lado dicho software se ha editado para que pueda leer cuatro carpetas simultáneamente, con la finalidad de representar en una misma gráfica la señal promedio de cuatro tipos de señal con características diferentes. En nuestro caso representamos cuatro señales con la misma velocidad de rotación, pero con diferentes niveles de defecto. Además, como se explicará detalladamente más adelante, el propósito de nuestro estudio es, aparte de realizar un promedio de la señal, es aplicar bandas de frecuencia a la señal de vibración promedio que hemos obtenido anteriormente con un ancho de incremento frecuencial(ancho de la banda de frecuencia) determinado. La finalidad de esto es realizar un filtro en la señal vibratoria escogiendo, en primer lugar, el ancho de incremento frecuencial, cuyo valor se introduce en la aplicación editada en Matlab®, para posteriormente calcular el valor promedio de frecuencia existente en cada banda de frecuencia y representarlo gráficamente.

Otras características de este software son que permite representar la señal en escala decimal o logarítmica. Con esto se consigue eliminar prácticamente las señales aleatorias provenientes del ruido exterior, rodamientos defectuosos, u otras causas, y tener una señal limpia y clara para poder realizar un correcto análisis.

6.3 METODOLOGIA APLICADA Y BASE DE DATOS GENERADA.

En este apartado se detallará la metodología seguida para obtener las medidas de vibración, de forma práctica. Estas señales de vibración serán obtenidas a partir de dos ejes ferroviarios a escala 1/8, en los cuales se realizan medidas en cuatro situaciones diferentes:

- Eje sano (Sin defecto).
- Eje fisurado en su posición central, al 16% de su diámetro.
- Eje fisurado en su posición central, al 33% de su diámetro.
- Eje fisurado en su posición central, al 50% de su diámetro.

La fisura practicada en los ejes tiene un grosor de 1mm, como se muestra en la figura81:

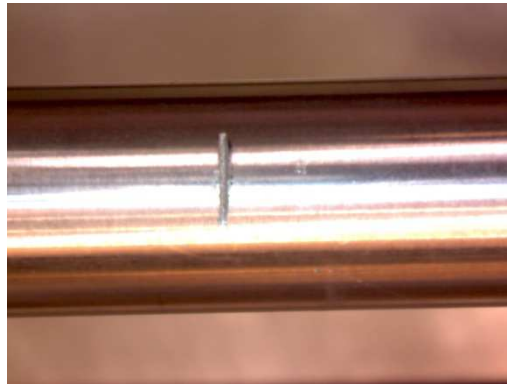


Figura81. Eje fisurado al 16% de su diámetro.

El motivo por el que se han realizado estas fisuras es encontrar cuales son los patrones de eje sano, y los patrones de eje con defecto, con el fin de encontrar las diferencias.

Mediante la aplicación Btool se recogen los espectros temporales de 100 registros de señales tomadas de forma consecutiva. Por lo tanto, cada vez que se habla de realizar una medida, en realidad se harán 100 consecutivas con unas condiciones predeterminadas. La señal de vibración obtenida, será muestreada siempre a la frecuencia de 6000Hz, ya que se ha comprobado que más allá de 3000Hz apenas aparecen frecuencias en el sistema analizado, por otro lado la longitud de la señal será de 16384 puntos. Aparte de esto, por

Capítulo 6: Metodología empleada.

medio del acondicionador de señal, se aplica tanto un filtro paso bajo de 3KHz, como un filtro paso alto de 0.1Hz.

Los ensayos han sido realizados por varios alumnos, por lo tanto es necesario para una buena obtención de datos que se siga un protocolo establecido, así todos los ensayos se realizarán en las mismas condiciones.

El protocolo seguido para la toma de medidas es el siguiente:

1. Comprobación del montaje de la cadena de medida, así como posiciones de los elementos de medida, cables, espécimen, etc.
2. Cerrar la compuerta de seguridad, y arrancar el motor para que se caliente, y todos los ensayos se realicen a la temperatura de régimen permanente.
3. Comprobar que los parámetros del acondicionador de señal están ajustados, con los siguientes datos:

- Filtro de paso bajo: 0,1 Hz
- Filtro de paso alto: 3KHz
- Sensibilidad: $3,172 \text{ pC/ms}^{-2}$
- Ganancia: 10mV/V

4. Cuando la temperatura sea la adecuada, arrancar el programa de adquisición Btool, fijar que el número de ciclos a medir será 100 (como ya se ha comentado), la frecuencia de muestreo y la longitud de la señal, y comenzar a medir.

5. Las condiciones de operación siempre van a ser:

- Frecuencia de muestreo: 6000Hz
- Número de puntos en cada medida: 16384

6. En cada sesión de medición se deben hacer como mínimo 6 series de medidas, cada una de ellas de 100 ciclos. Las medidas se realizarán variando la velocidad del motor según la siguiente secuencia: 20 HZ, 40HZ, 60HZ, 20HZ, 40HZ, 60HZ.

7. Rellenar la hoja de Excel disponible para el seguimiento de las medidas, situando las condiciones en las que hemos realizado el análisis, y si se diera el caso anotar posibles errores o situaciones extrañas.

A continuación se muestra de forma visual el proceso seguido:

Paso 1. Ejecutamos el archivo Btool.m (m-file), que se abrirá automáticamente a través de Matlab.

Capítulo 6: Metodología empleada.

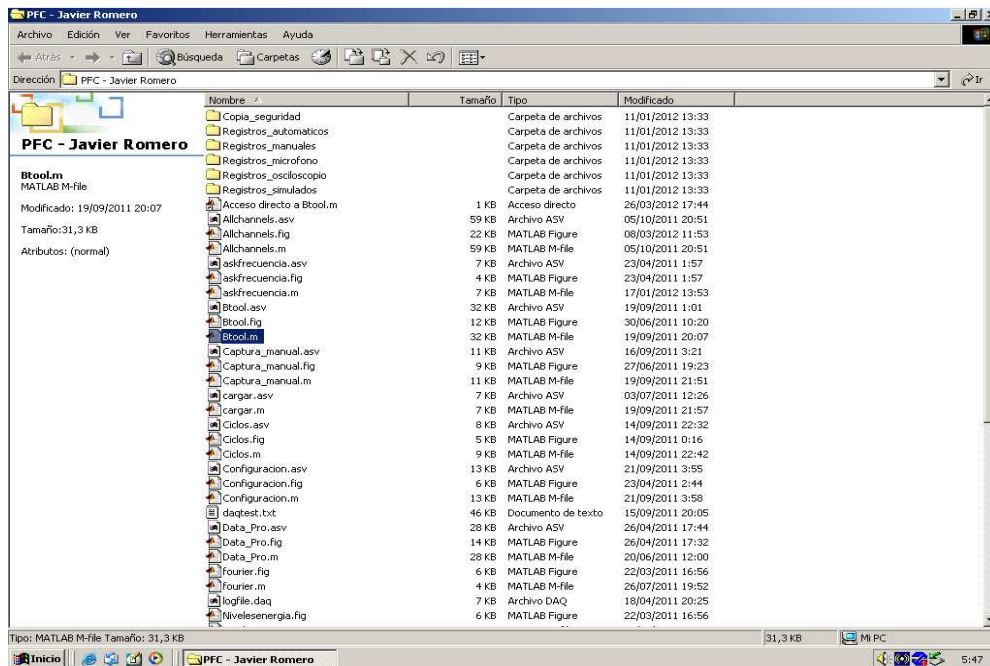


Figura82. Ejecución del software Btool.

Paso 2. A continuación, una vez la aplicación se abre, seleccionamos la tarjeta Keithley como sistema de adquisición de datos.

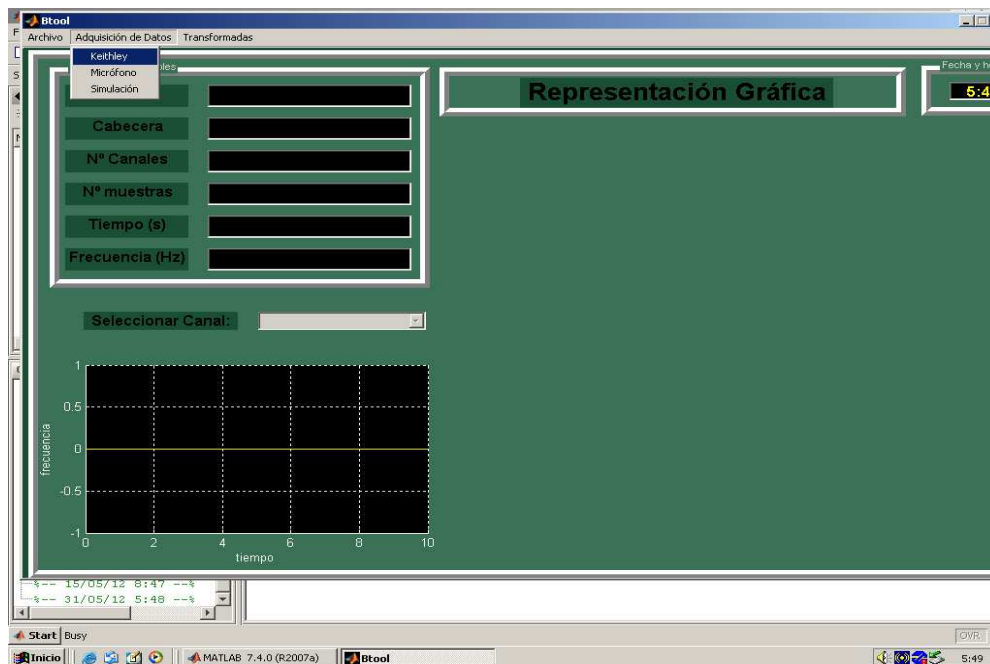


Figura83. Selección del sistema de adquisición de datos.

Capítulo 6: Metodología empleada.

Paso 3. En el apartado de opciones elegimos el modo “automático”.

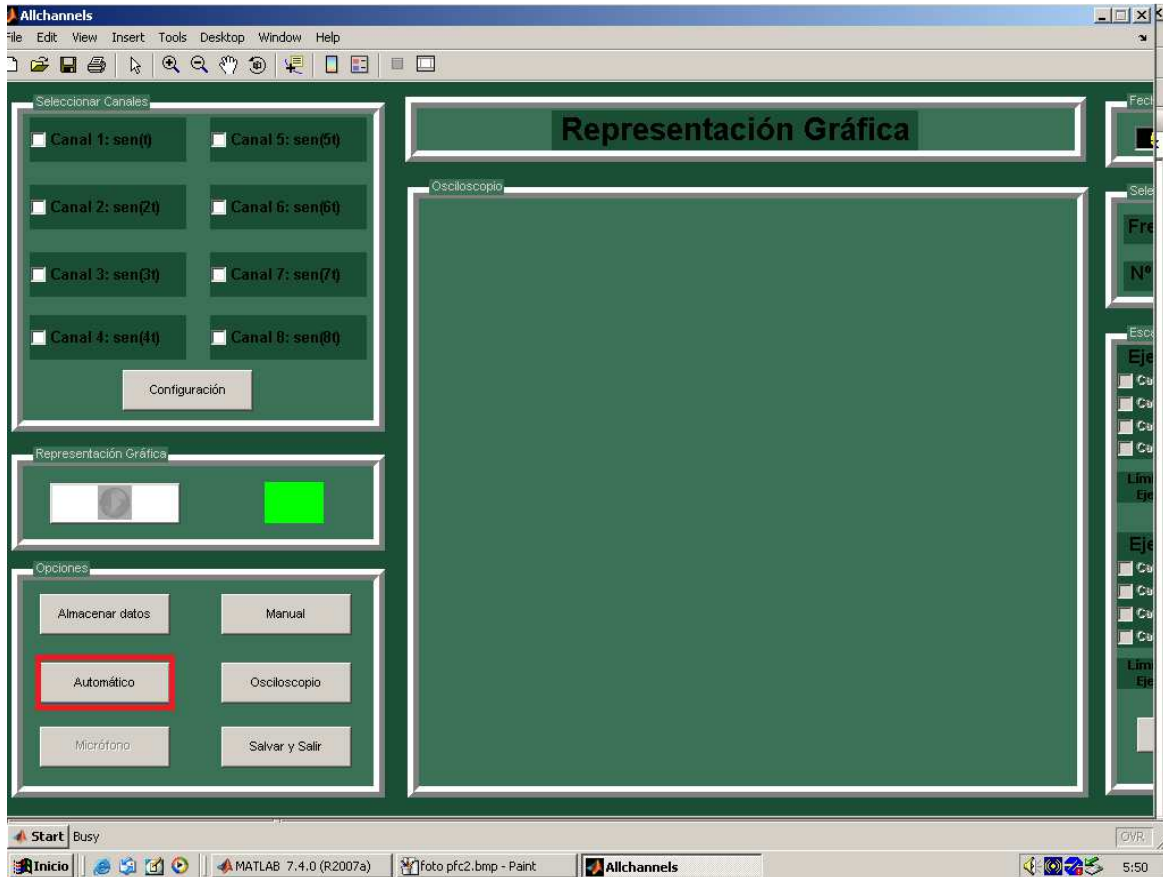


Figura84. Elección de opción automática en Btool.

Paso 4. El siguiente panel que se abre es el de la configuración de la tarjeta de adquisición, en el cual seleccionamos la opción “auto” para que se rellenen de forma automática todos los parámetros de medición. Aparte tenemos que señalar en canal correspondiente por el que se adquiere la información, en este caso el canal 1.

El siguiente paso es entrar en “número de ciclos”:

Capítulo 6: Metodología empleada.

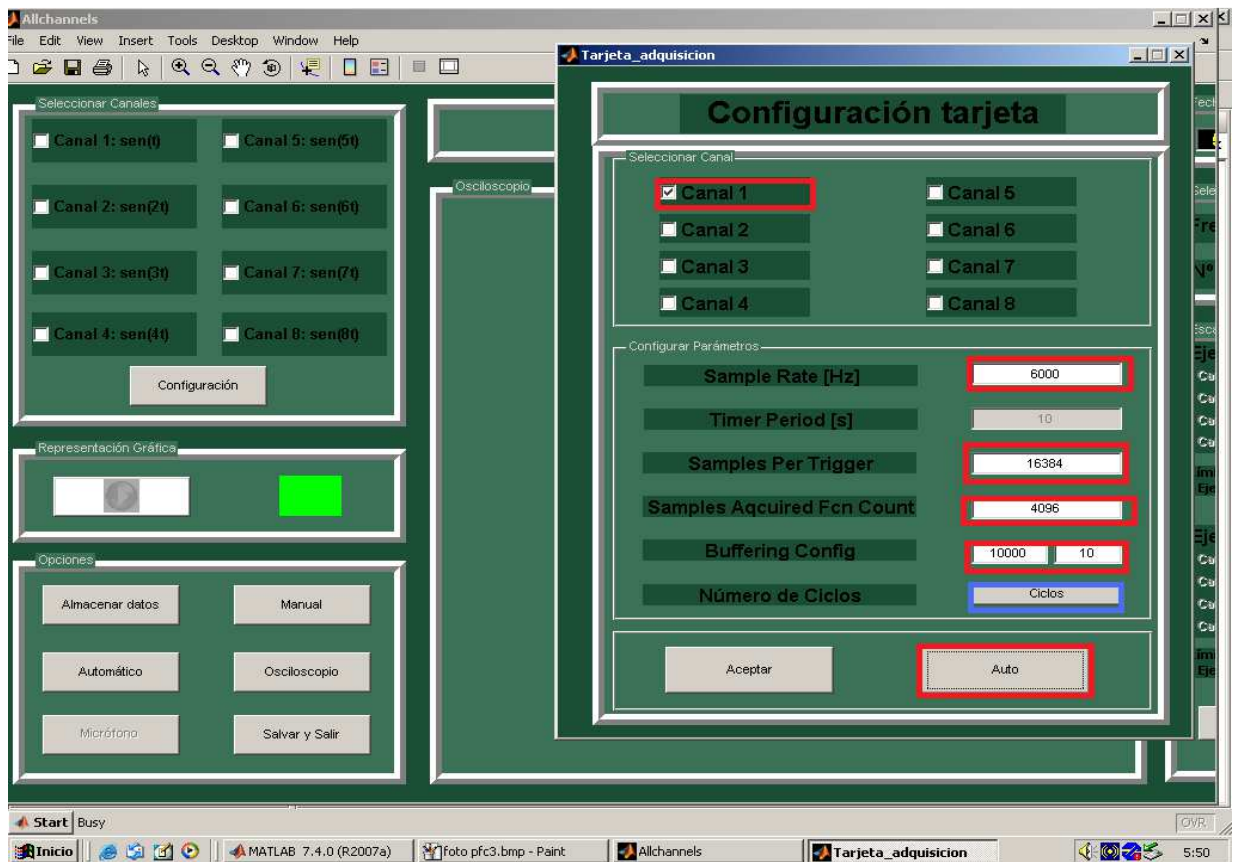


Figura85. Opciones de configuración de tarjeta en Btool.

Paso 5. En la ventana correspondiente al número de ciclos introducimos los datos deseados, en nuestro caso concreto siempre elegimos 100 ciclos con un intervalo de un segundo entre ciclos, ya que es el mínimo tiempo posible que el programa te permite poner.

Capítulo 6: Metodología empleada.

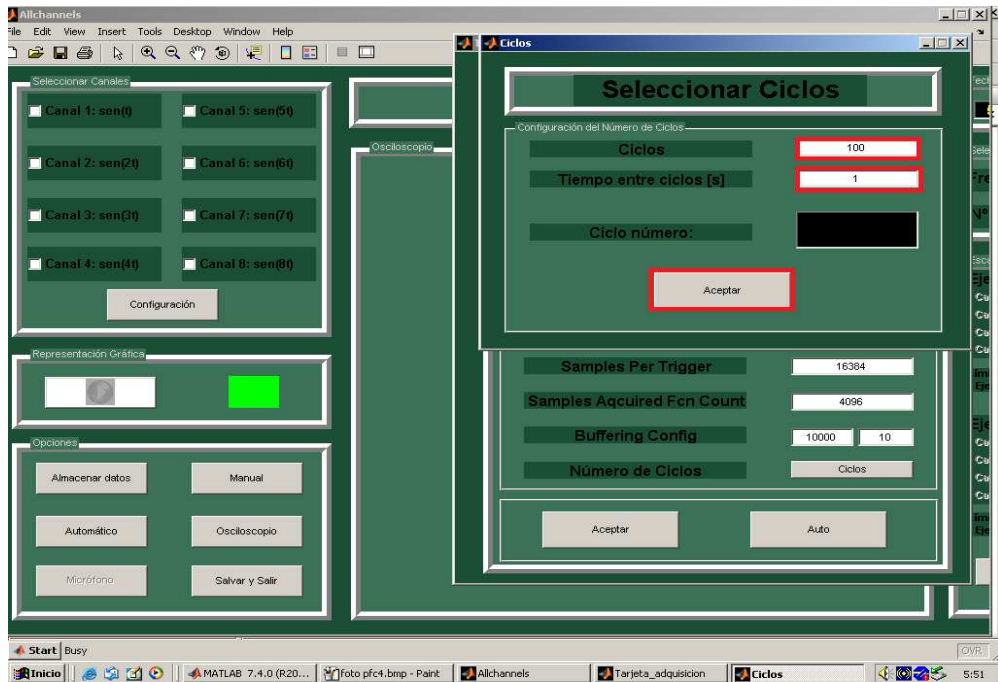


Figura86. Ventana de introducción de ciclos en Btool.

A partir de este momento el programa empieza a obtener datos provenientes del acelerómetro, pasando por el transductor y la tarjeta Keithley , hasta que al llegar al ciclo número 100 el programa muestra una pantalla con una representación gráfica del espectro obtenido en la medición.

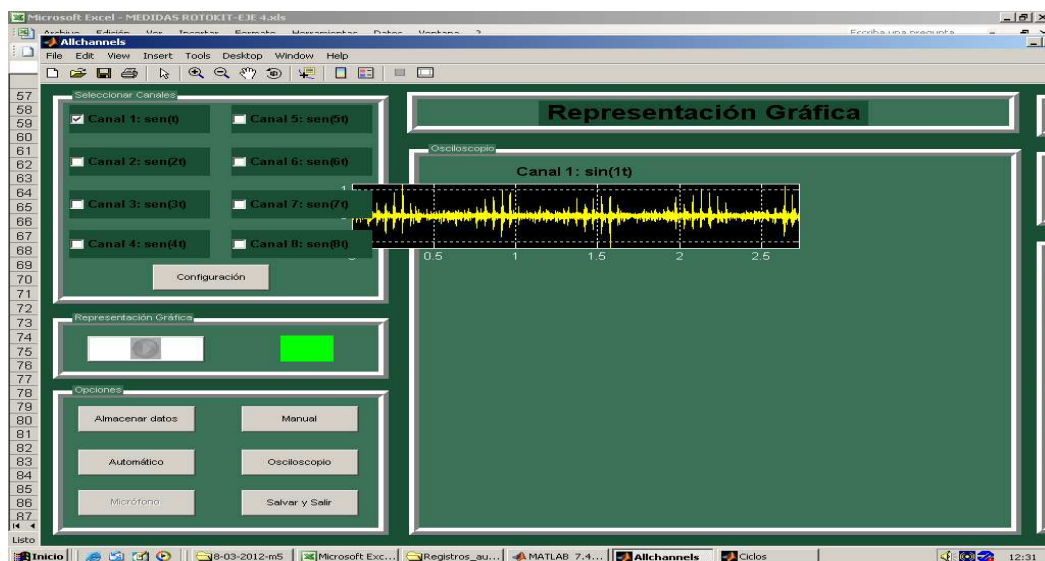


Figura87. Representación gráfica de Btool una vez terminados 100 ciclos.

Capítulo 6: Metodología empleada.

Una vez concluida la primera parte del análisis encontramos que la información recopilada ha sido una colección de carpetas, las cuales quedan ordenadas por las fechas en las que se ha realizado una medición determinada. Dentro de cada carpeta se encuentran los 100 registros correspondientes a los 100 ciclos medidos por la aplicación Btool. Teniendo en cuenta que para cada eje se han tomado 234 series aproximadamente, se han reunido 23400 espectros temporales. Por lo tanto en este momento la cantidad de datos registrada es 100 registros en cada serie, al tener 16384 datos en cada registro y 23400 registros tenemos aproximadamente 383 millones de datos para cada eje.

A continuación se realiza el cambio al dominio de la frecuencia mediante el software ADEVI siguiendo las pautas detalladas en el apartado de software para la adquisición de datos referente al software ADEVI. En cuanto a datos obtenidos son de nuevo 23400 espectros característicos de la densidad de potencia espectral, esta vez en el dominio de la frecuencia.

El siguiente paso es ordenar los datos en carpetas por defectos, y a su vez por velocidad de rotación, para posteriormente realizar el promedio de cada carpeta. Por lo tanto el resultado final son 12 archivos correspondientes a:

- Archivo promedio de defecto 0% y velocidad de rotación 20 Hz.
- Archivo promedio de defecto 0% y velocidad de rotación 40 Hz.
- Archivo promedio de defecto 0% y velocidad de rotación 60 Hz.
- Archivo promedio de defecto 16% y velocidad de rotación 20 Hz.
- Archivo promedio de defecto 16% y velocidad de rotación 40 Hz.
- Archivo promedio de defecto 16% y velocidad de rotación 60 Hz.
- Archivo promedio de defecto 33% y velocidad de rotación 20 Hz.
- Archivo promedio de defecto 33% y velocidad de rotación 40 Hz.

C  pulo 6: Metodolog   empleada.

- Archivo promedio de defecto 33% y velocidad de rotación 60 Hz.
- Archivo promedio de defecto 50% y velocidad de rotación 20 Hz.
- Archivo promedio de defecto 50% y velocidad de rotación 40 Hz.
- Archivo promedio de defecto 50% y velocidad de rotación 60 Hz.

Finalmente se pretende reunir en una misma gráfica los cuatro niveles de defecto posible para una misma velocidad. Este proceso se realiza mediante la aplicación editada en Matlab   explicada anteriormente, y el resultado son 3 gráficas finales, a partir las cuales se pretenden extraer pautas de comportamiento repetitivas.

A continuación se muestra un esquema en el cual se expone los pasos seguidos para el procesamiento de los datos, aparte de la información que se ha obtenido en cada uno de los pasos seguidos, generándose nuestra base de datos.

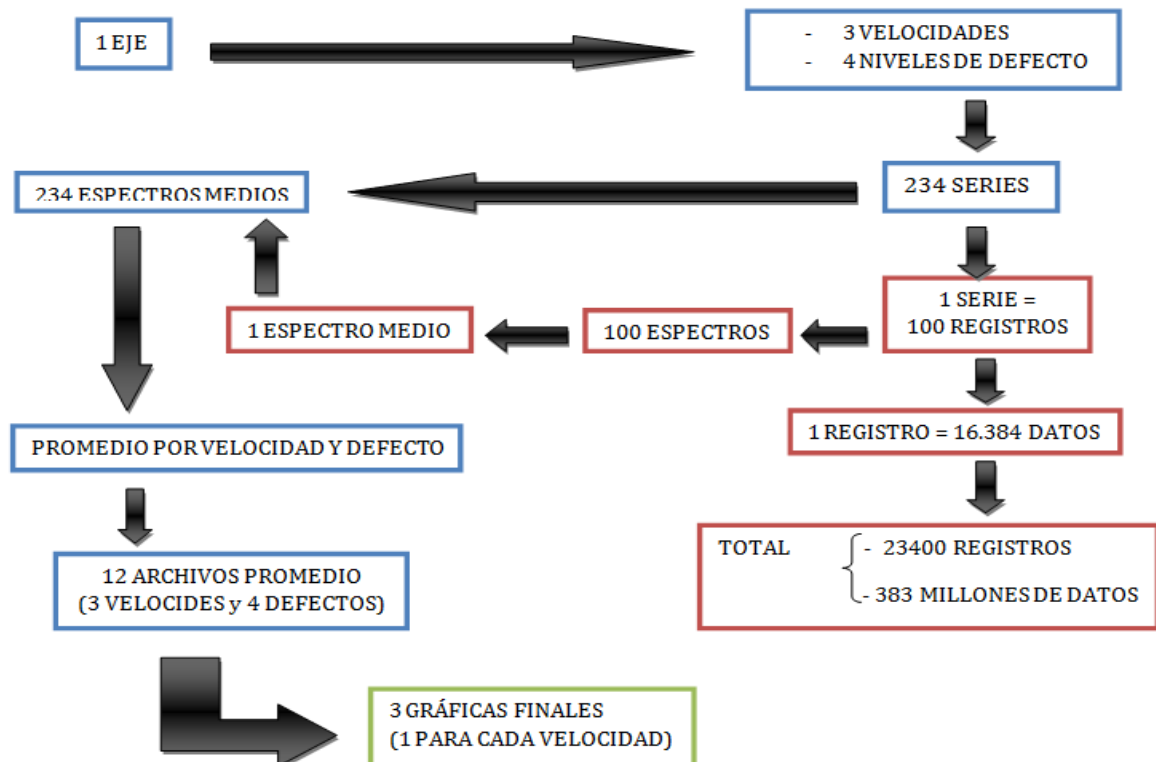


Figura88.Esquema de la base de datos obtenida.

CAPÍTULO 7:

RESULTADOS

OBTENIDOS.

7.1 INTRODUCCIÓN.

Generalmente, un defecto puede identificarse al comparar las amplitudes de las vibraciones tomadas. Normalmente, una máquina que funciona correctamente tiene valores que suelen seguir una línea con tendencia ligeramente ascendente o constante. Cuando en algún momento los valores aumentan o la tendencia asciende de una forma inesperada, se puede pensar en la presencia de algún defecto. Generalmente, los valores de amplitud que se comparan son los de velocidad o aceleración, usando raras ocasiones el desplazamiento. Una vez se ha observado que la amplitud de la vibración ha aumentado de una forma inesperada, es importante comparar los valores de la energía de la señal vibratoria. El conjunto de estos valores indicará la gravedad del problema.

7.2 ANÁLISIS EN EL TIEMPO.

En primer lugar realizamos el análisis temporal, el cual va a consistir en la adquisición de datos mediante el software Btool instalado en el PC que forma parte del sistema de medida utilizado para realizar el presente proyecto. Dicho software permite visualizar la señal captada por el acelerómetro instalado en el banco de ensayos. El resultado de la gráfica temporal obtenida tiene el aspecto mostrado en la figura 89:

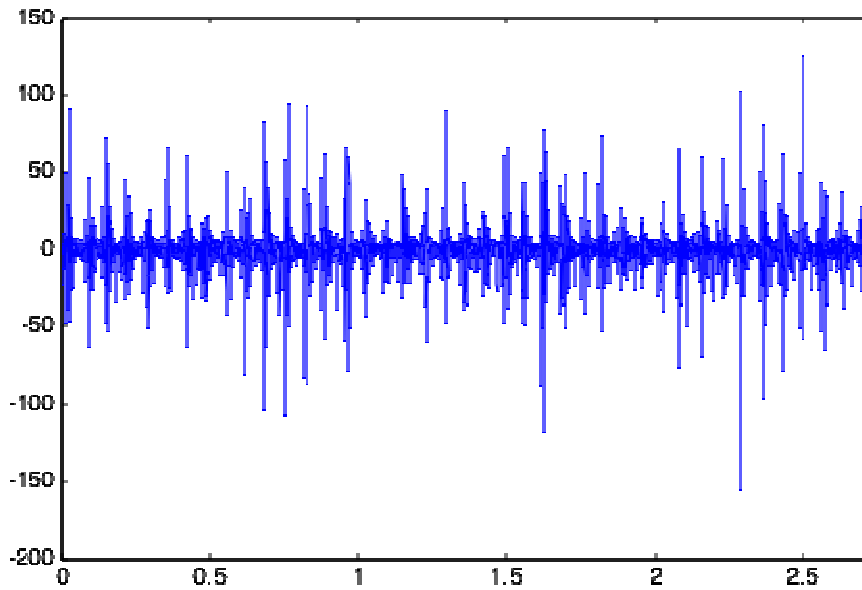


Figura89. Grafica en el dominio del tiempo registrada por Btool.

Los datos de partida definidos para la obtención de esta gráfica son:

- Número de puntos(n) = 16384 (2^{14})
- Frecuencia de muestreo = 6000Hz (6000 puntos/s)
- Número de ciclos= 100

La justificación en la elección de estos datos se basa en los siguientes aspectos:

- El acelerómetro utilizado, modelo 4383 de Brüel&Kjaer para el ensayo tiene límite superior de frecuencia de muestreo de 8,4kHz.
- Se ha comprobado que donde queda definida la señal más claramente es justamente en este rango de frecuencia.
- El número de puntos a analizar debe ser potencia de 2 ya que, como hemos comentado anteriormente, el estudio se basa en la FFT de base 2.

Capítulo 7: Resultados obtenidos.

Si llamamos Δt a la variación de tiempo que hay entre dos puntos consecutivos de la gráfica se puede hallar el tiempo (t) correspondiente al tiempo transcurrido en cada uno de los 100 ciclos realizados en el análisis:

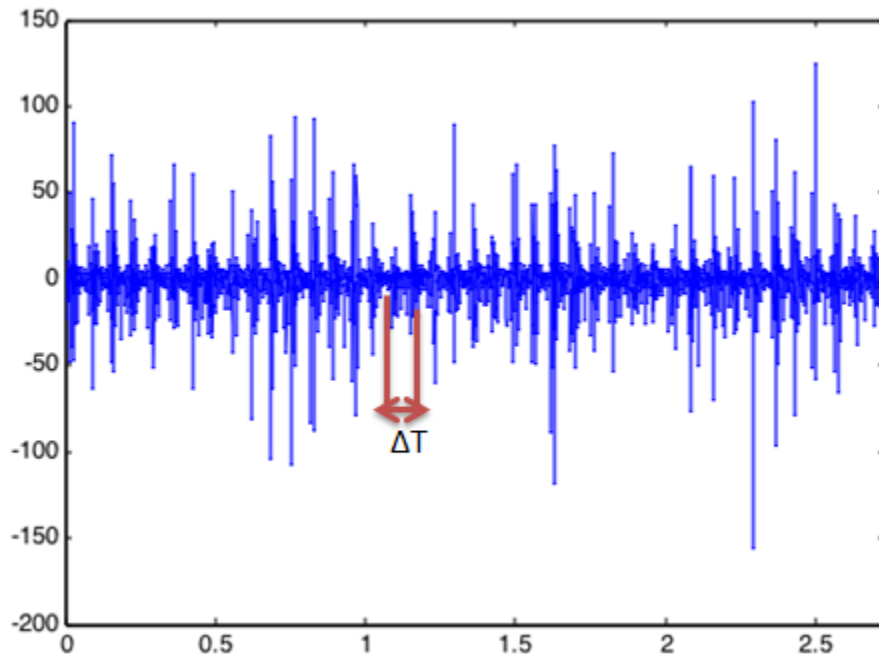


Figura90. Variación de tiempo que hay entre dos puntos consecutivos de la gráfica PSD.

$$\Delta t = \frac{t}{n} ; t = n \cdot \Delta t \quad \left\{ \begin{array}{l} - \Delta t = 1/6000 \text{ (s)} \\ - n = 16384 \text{ puntos} \end{array} \right. \longrightarrow t = 16384 \cdot (1/6000) = 2,73 \text{ segundos}$$

7.3 ANÁLISIS EN FRECUENCIA.

El siguiente paso consiste en pasar al dominio de la frecuencia, para ello se utiliza el software ADEVI, el cual está programado para convertir los datos recopilados anteriormente al dominio de la frecuencia basándose en la FFT.

Capítulo 7: Resultados obtenidos.

Las gráficas obtenidas mediante ADEVI tienen el siguiente aspecto:

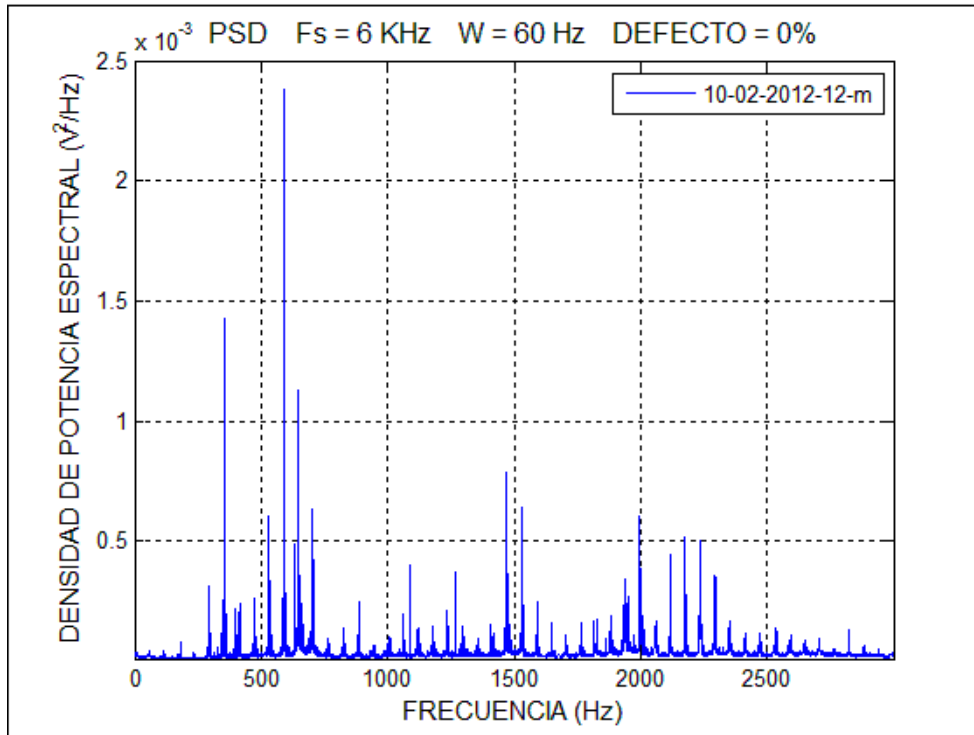


Figura91. Grafica en el dominio frecuencial registrada por ADEVI.

Los datos preestablecidos en el software para obtener estas graficas son:

- Frecuencia de muestreo= 6000Hz
- Velocidad de giro (podrá ser de 20,40 o 60Hz)
- Porcentaje de defecto (podrá ser de 0%,16%,33% y 50% respecto del diámetro del eje.

Se puede observar en la gráfica que el eje correspondiente a la frecuencia llega hasta los 3000Hz y no hasta los 6000Hz como se establece en el programa. La explicación de este fenómeno viene a través del teorema de Shanon que se define a continuación:

Capítulo 7: Resultados obtenidos.

Teorema de Shannon: Toda señal temporal muestreada con una cadencia dada por la frecuencia de muestreo f_s sólo podrá ser reconstruida por el algoritmo de la DFT si es filtrada previamente al muestreo con un filtro de paso bajo, de frecuencia máxima $f_s/2$ (frecuencia de Nyquist).

Esto quiere decir que si se representara la gráfica anterior hasta los 6000Hz se obtendría como resultado, en el rango de los 3000 Hz a los 6000Hz, una imagen especular de lo representado hasta los 3000Hz. Este fenómeno es muy importante tenerlo en cuenta, ya que a partir de aquí sabemos que nuestra frecuencia (F) va a ser igual a:

$$F = F_s/2 \quad (\text{frecuencia de Nyquist})$$

Por lo tanto si ahora llamamos ΔF a la diferencia existente entre dos puntos de la gráfica:

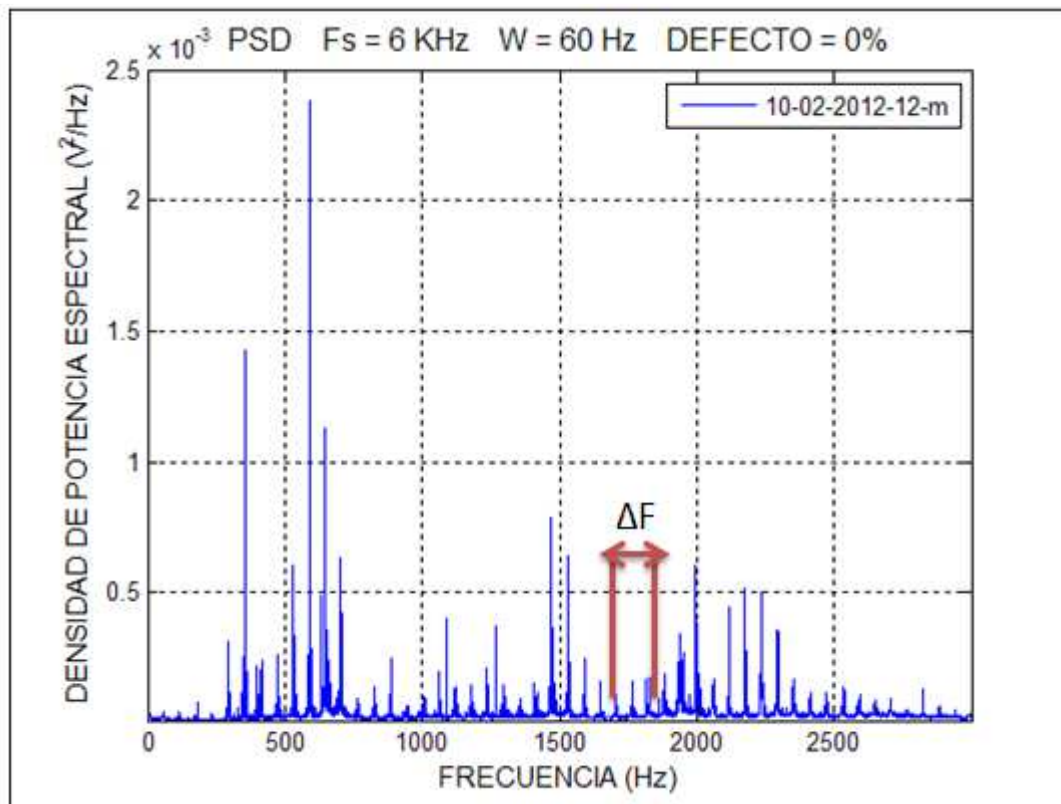


Figura92. Variación de frecuencia que hay entre dos puntos consecutivos de la gráfica de psd.

Capítulo 7: Resultados obtenidos.

$$\Delta F = \frac{F}{n} \cdot 1/2 \quad ; \quad F = \frac{1}{2} \cdot n \cdot \Delta F \quad \longrightarrow \quad F = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{\Delta t} = 3000 \text{ Hz}$$

Por lo tanto:

$$\left\{ \begin{array}{l} t = n \cdot \Delta t \\ n \cdot \Delta F = \frac{1}{\Delta t} \end{array} \right. \longrightarrow \boxed{\Delta F = \frac{1}{n \cdot \Delta t}} \longrightarrow \boxed{\Delta F = \frac{1}{t} = \frac{1}{2.73} = 0.36 \text{ Hz}}$$

7.4 ANÁLISIS FINAL.

Como se ha comentado anteriormente se obtienen 234 espectros en el dominio de la frecuencia, y al observar gráfica a gráfica se comprueba que existe mucha dispersión en los datos debido a ruido y otros fenómenos como posibles rodamientos defectuosos en el Rotokit, y es imposible sacar conclusiones sobre el comportamiento de las señales. Por este motivo se realiza un proceso de filtrado de la señal con la finalidad de depurar los datos y obtener una señal más limpia para un mejor análisis de la misma.

Teniendo en cuenta que del análisis anterior con ADEVI se va a obtener una gráfica (PSD-frecuencia) por cada serie de 100 registros, se realiza un filtro con la finalidad de reunirlos en una misma gráfica, ordenando los datos por velocidades y por defectos, con la finalidad de poder representar a la vez señales que tienen la misma velocidad de rotación de eje, pero distintos niveles de defecto. Así será más sencillo y más visual identificar patrones de conducta que nos puedan indicar que ocurre en el eje.

Capítulo 7: Resultados obtenidos.

La manera de realizar este proceso consiste dividir la señal en bandas de frecuencia con un mismo número de puntos. Este estudio basado en bandas de frecuencia permite hacer un análisis en el dominio frecuencia eligiendo un valor ancho de incremento frecuencial(X), siempre siendo potencia de 2, que permite un “promediado” de la señal para eliminar valores inusuales y ruido.

En nuestro caso se ha optado por probar con anchos frecuenciales de $X=64$; $X=128$; $X=256$; $X=512$; $X=1024$, con escala logarítmica y decimal. A partir de aquí se toma una decisión sobre qué valor de incremento se va a utilizar para el estudio final, y que tipo de escala utilizar. En nuestro caso se ha elegido un ancho de incremento frecuencial de $X=128$ con escala decimal, ya que es el que muestra una representación de señal más clara para la búsqueda de patrones de comportamiento repetitivo. Se pueden ver los resultados de la señal con otros anchos de incrementos frecuenciales y escalas en el AnexoI.

Por lo tanto comenzamos dividiendo la señal en bandas de frecuencia con valor $X=128$.

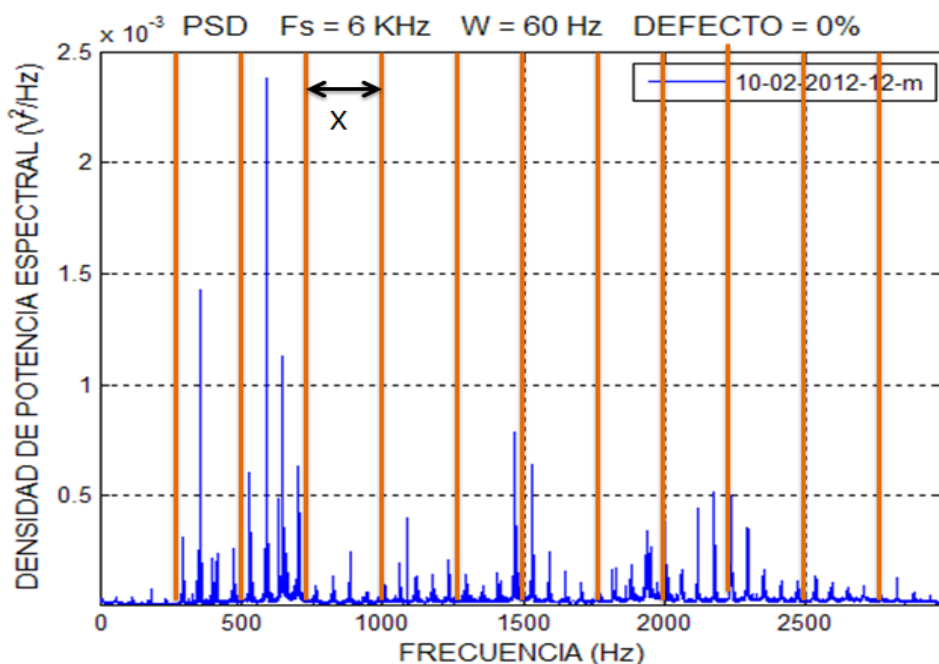


Figura93. Aplicación de bandas de frecuencia con $X=128$.

Capítulo 7: Resultados obtenidos.

Dentro de estas bandas se escoge un punto correspondiente al promedio de los valores de frecuencias existentes dentro de dicha banda, y con esto se obtiene un punto (PSD, frecuencia promedio), que se representa en la gráfica final, en la cual también se realizará la normalización de la PSD. El resultado final es el siguiente:

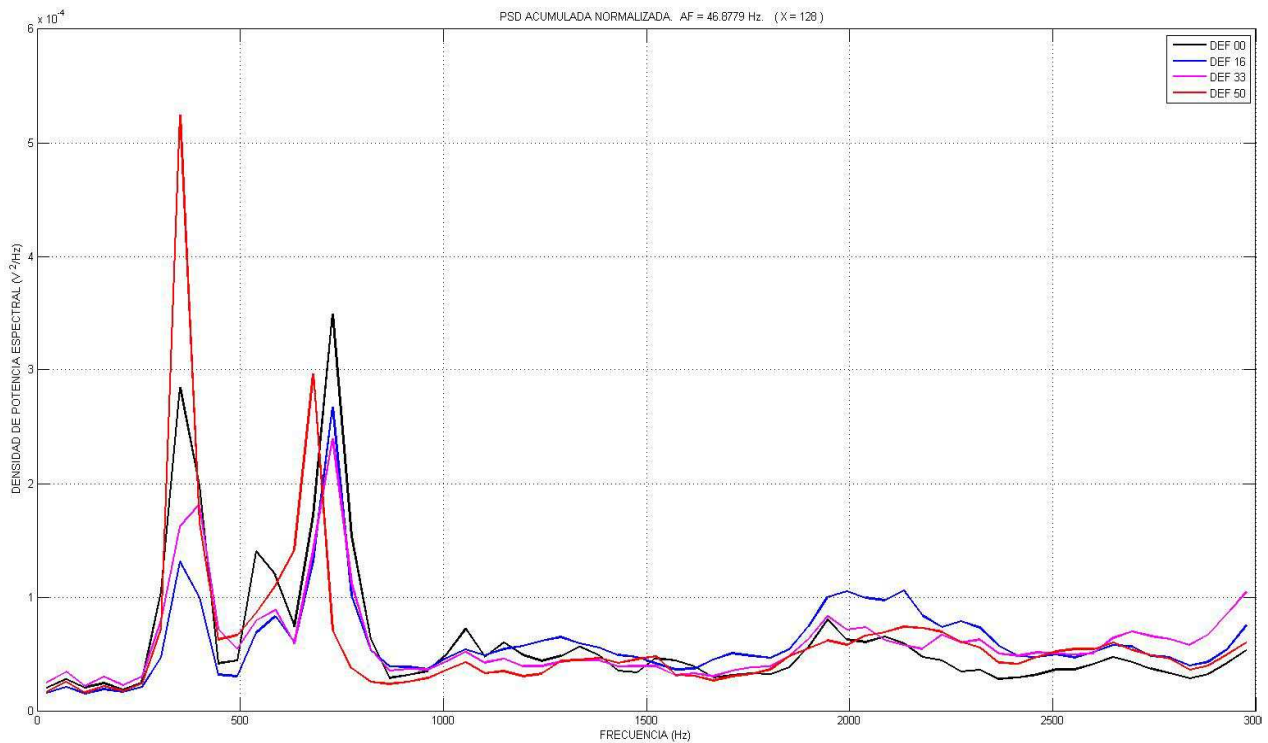


Figura94. Representación a 20Hz con x=128.

Como se puede observar en la gráfica con un ancho de incremento frecuencial de $X=128$, queda $\Delta F=46,87$ Hz, teniendo en cuenta que la resolución temporal (Δt) es de $1/6000$ segundos, la relación viene dada por:

$$\Delta F = \frac{1}{\Delta t \cdot X}; \text{ introducimos los datos:}$$

$$\left. \begin{array}{l} X=128 \\ \Delta t= 1/6000 \text{ (seg)} \end{array} \right\} \Delta F = \frac{1}{(1/6000) \cdot 128} = 46,87 \text{ Hz}$$

Por lo tanto para la obtención de esta gráfica se han escogido bandas de frecuencia hasta los 3000Hz en escala decimal con un ancho de incremento frecuencial de $X=128$, cogiendo el punto promedio de frecuencia para filtrar el resultado.

Tras el procesado de datos la siguiente etapa del proyecto se basa en el análisis de las gráficas obtenidas. Se podría decir que esta es la parte más complicada, ya que no podemos ceñirnos a una metodología concreta para sacar conclusiones de las gráficas obtenidas. La manera de actuar se basa en una observación detallada gráfica a gráfica, e intentar identificar patrones repetitivos de conducta que nos permitan establecer hipótesis con cierta coherencia.

Por otro lado, para realizar un análisis más completo y objetivo se ha realizado el procesamiento de datos hasta ahora comentado con otro eje ferroviario igual, para comparar si los patrones de conducta se cumplen igual en ambos ejes. Por lo tanto los resultados obtenidos se van a basar en una comparación entre dos ejes iguales, aparte de la observación gráfica a gráfica comentado anteriormente.

Otra información importante a destacar es que las gráficas mostradas a continuación son las consideradas más determinantes y más claras para sacar conclusiones, es decir, como se ha comentado anteriormente se ha realizado un estudio más amplio aplicando diferentes anchos de banda frecuenciales para ver cuál es el más determinante a la hora de sacar resultados finales.

Para nuestro caso concreto de ancho de incremento frecuencial de $X=128$ se han analizado seis casos diferentes:

CASO 1:

En este caso se han introducido los datos correspondientes al eje 2, con velocidad de rotación del eje de 20Hz, juntando los cuatro niveles de defecto de eje (0%,16%,33%y 50%), y escala decimal.

CASO 2:

En este caso se han introducido los datos correspondientes al eje 3, con velocidad de rotación del eje de 20Hz, juntando los cuatro niveles de defecto de eje (0%,16%,33%y 50%), y escala decimal.

CASO 3:

En este caso se han introducido los datos correspondientes al eje 2, con velocidad de rotación del eje de 40Hz, juntando los cuatro niveles de defecto de eje (0%,16%,33%y 50%), y escala decimal.

CASO 4:

En este caso se han introducido los datos correspondientes al eje 3, con velocidad de rotación del eje de 40Hz, juntando los cuatro niveles de defecto de eje (0%,16%,33%y 50%), y escala decimal.

CASO 5:

En este caso se han introducido los datos correspondientes al eje 2, con velocidad de rotación del eje de 60Hz, juntando los cuatro niveles de defecto de eje (0%,16%,33%y 50%), y escala decimal.

CASO 6:

En este caso se han introducido los datos correspondientes al eje 3, con velocidad de rotación del eje de 60Hz, juntando los cuatro niveles de defecto de eje (0%,16%,33%y 50%), y escala decimal.



Capítulo 7: Resultados obtenidos.

A continuación se muestran las gráficas correspondientes a los casos descritos anteriormente realizando un análisis detallado del comportamiento de la señal de vibración para cada nivel de defecto.

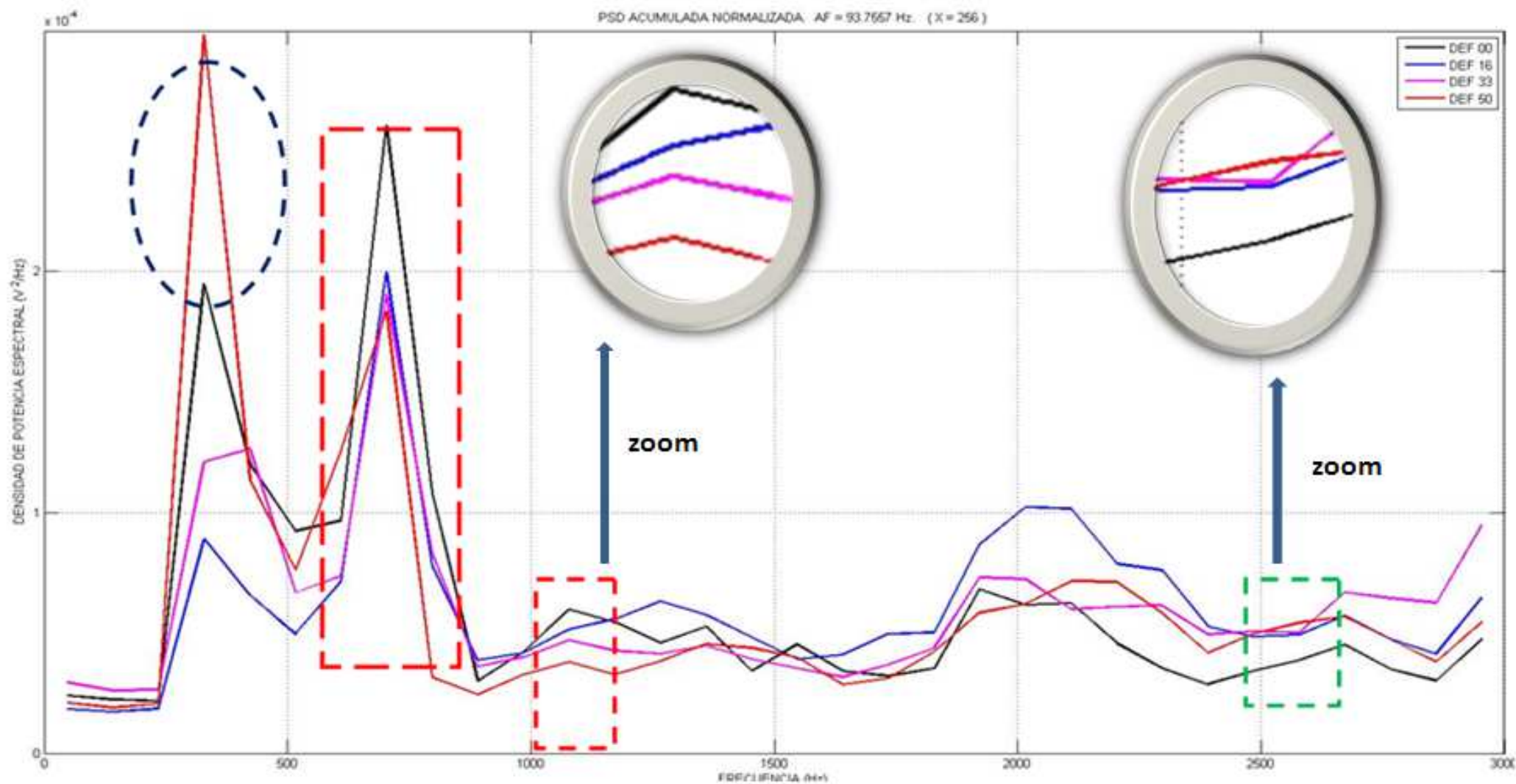


CASO 1

-EJE 2.

-VELOCIDAD 20 Hz.

-ESCALA DECIMAL.



7.4.1 ANÁLISIS DEL CASO 1.

El primer caso muestra claramente, que entre los 500Hz y los 1500Hz hay una ordenación progresiva de las señales de vibración de menor nivel de defecto a mayor nivel de defecto. Esto sucede en un rango de frecuencia de los 500 Hz a los 1500 Hz aproximadamente.

Por otro lado, para el rango de frecuencias comprendido entre los 2500 Hz y los 3000 Hz se observa otro fenómeno de ordenación progresiva. En este caso las señales de vibración se ordenan de mayor a menor nivel de defecto.

Como conclusión de este primer caso se puede afirmar que para bajas frecuencias el valor de densidad de potencia espectral disminuye a mayor nivel de defecto existente en el eje.

Finalmente podemos observar en la gráfica que las señales correspondientes a nivel de defecto 33% ,y sobre todo nivel de defecto 50% ,son las que sufren el comportamiento más desordenado, comparado con los otros dos niveles de defecto. Se destaca este fenómeno ya que es otra conclusión, a pesar de que fenómenos aleatorios como el ruido o señales de vibraciones exteriores ajenas al ensayo han podido igualmente interferir al resultado de la señal obtenida.

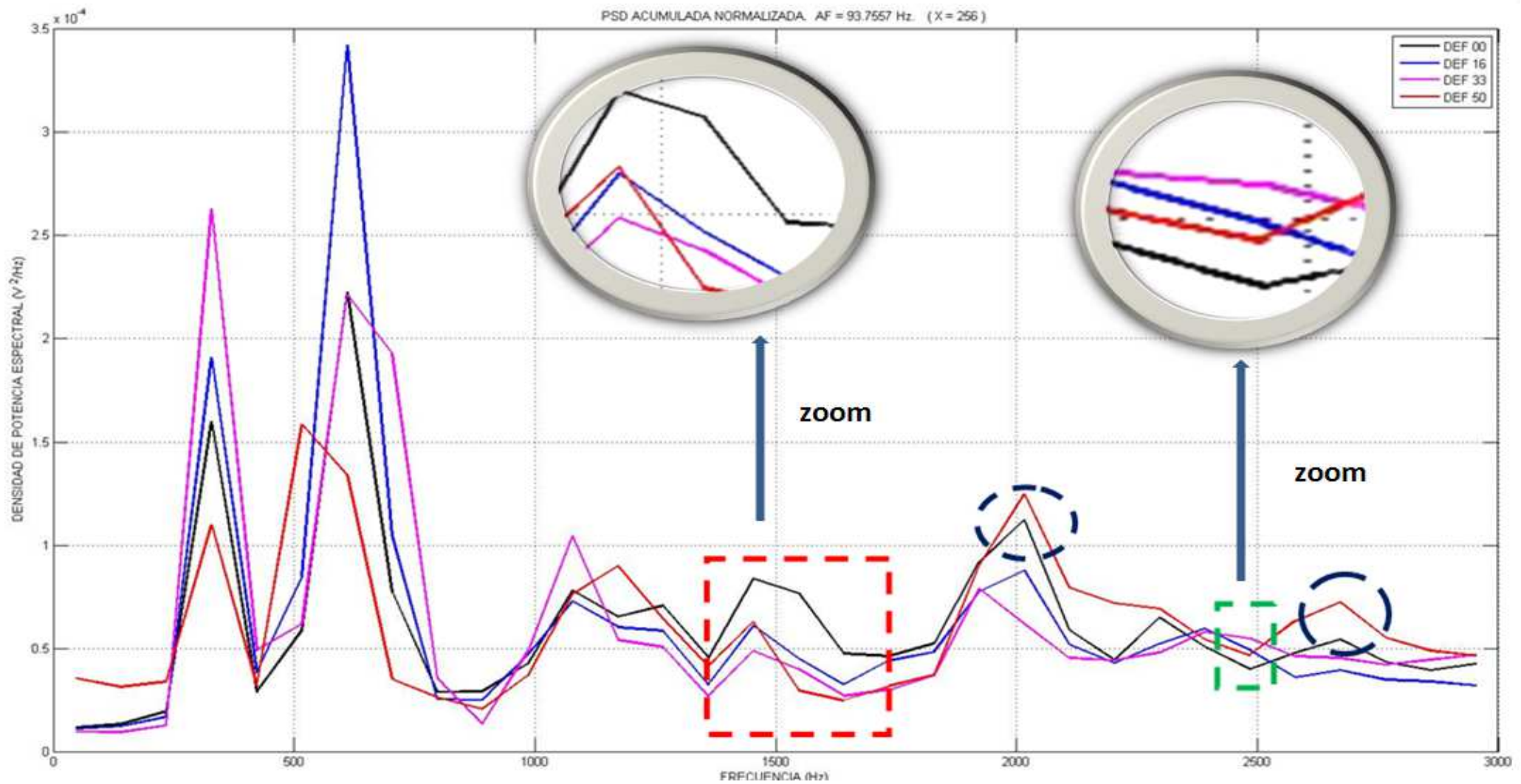


CASO 2

-EJE 3.

-VELOCIDAD 20 Hz.

-ESCALA DECIMAL.



7.4.2 ANÁLISIS DEL CASO 2.

El segundo caso muestra patrones muy parecidos a los del caso1. De nuevo se puede observar el fenómeno de ordenación progresiva de las señales de vibración de menor nivel de defecto a mayor nivel de defecto. Esto sucede en un rango de frecuencia de los 1000 Hz a los 2000 Hz aproximadamente.

También se comprueba que vuelve a aparecer el fenómeno progresivo de ordenación de mayor nivel de defecto a menor nivel de defecto, en este caso en un rango de frecuencias comprendido entre los 2300 Hz y los 2700 Hz. Se puede observar que en este caso este fenómeno concreto no se ve tan claramente como el anterior caso.

Por otro lado se destaca el comportamiento desordenado e inusual de la señal de vibración para bajas frecuencias, en la cual no se puede destacar nada más reseñable.

El último patrón destacable en este caso es de nuevo en relación a la señal correspondiente al nivel de defecto 50%, que “rompe” la regla de ordenamiento progresivo de la señal, adquiriendo un valor elevado de densidad de potencia espectral a elevadas frecuencias.

Se puede afirmar que hasta ahora aparecen tres patrones de conducta característicos teniendo dos ejes diferentes de iguales características estructurales para una velocidad de rotación de 20 Hz.

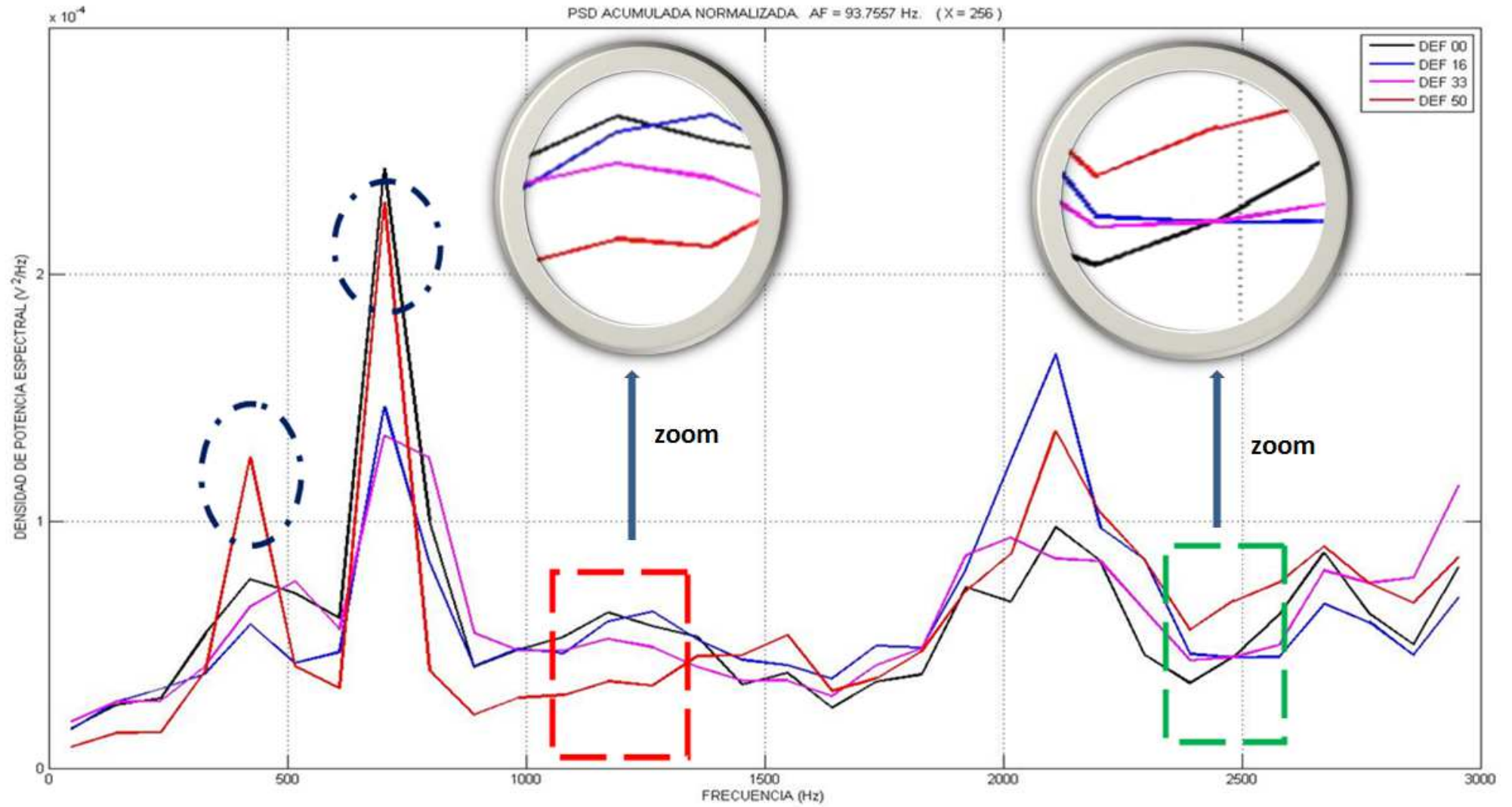


CASO 3

-EJE 2.

-VELOCIDAD 40 Hz.

-ESCALA DECIMAL.



7.4.3 ANÁLISIS DEL CASO 3.

En este caso la velocidad de rotación del eje aumenta a 40 Hz. Aún así volvemos a observar patrones de conducta similares a los anteriores casos.

En primer lugar encontramos ordenación progresiva de la señal de vibración, ordenada de menor nivel de defecto a mayor nivel de defecto, en el rango de frecuencias comprendido entre los 1000 Hz y los 1500 Hz.

Por otro lado también encontramos el fenómeno de ordenación progresiva de mayor nivel de defecto a menor nivel de defecto, comprendido entre los 2300 Hz y los 2800 Hz.

Para la zona de bajas frecuencias se observa de nuevo los picos altos de densidad de potencia espectral para un nivel de defecto del 50% respecto del diámetro.

En el rango de frecuencias comprendido entre los 1800 Hz y los 2300 Hz aproximadamente la señal de vibración correspondiente al nivel de defecto del 16% sufre un pico muy elevado de densidad de potencia espectral. Esto puede ser debido a interferencias y ruido exterior.



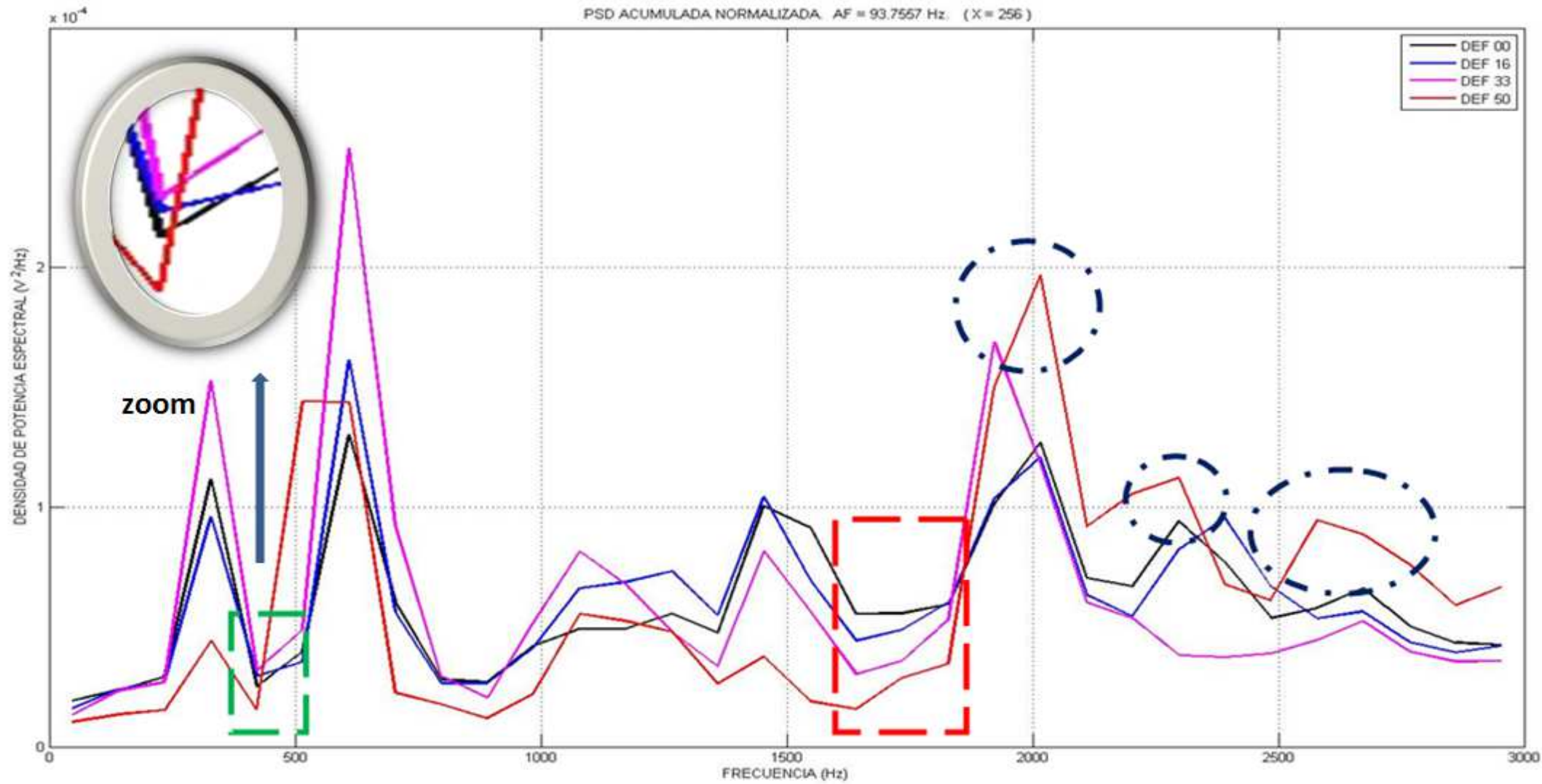
CASO 4

-EJE 3.

-VELOCIDAD 40 Hz.

-ESCALA DECIMAL.

Capítulo 7: Resultados obtenidos.



7.4.4 ANÁLISIS DEL CASO 4.

El caso 4 se caracteriza por tener un comportamiento de señal vibratoria diferente a los demás en cuanto a los siguientes aspectos:

En primer lugar el fenómeno de ordenación progresiva de menor nivel de defecto a mayor nivel de defecto se produce en un rango de frecuencias mayor que en los anteriores casos. Este rango se comprende entre los 1500 Hz y los 2000 Hz.

Por el contrario el otro fenómeno progresivo de mayor nivel de defecto a menor nivel de defecto se da en este caso para un rango de bajas frecuencias, específicamente entre los 200 Hz y los 700 Hz aproximadamente.

Por último aparecen picos con elevado valor de densidad de potencia espectral a partir de los 2000 Hz y hasta los 3000 Hz. También aparece un pico alto de densidad de potencia espectral a 600 Hz aproximadamente, correspondiente a la señal de vibración con nivel de defecto del 33%.

En comparación con el espectro del eje 2 se puede decir que tiene un comportamiento especular con los patrones acontecidos en dicho eje.

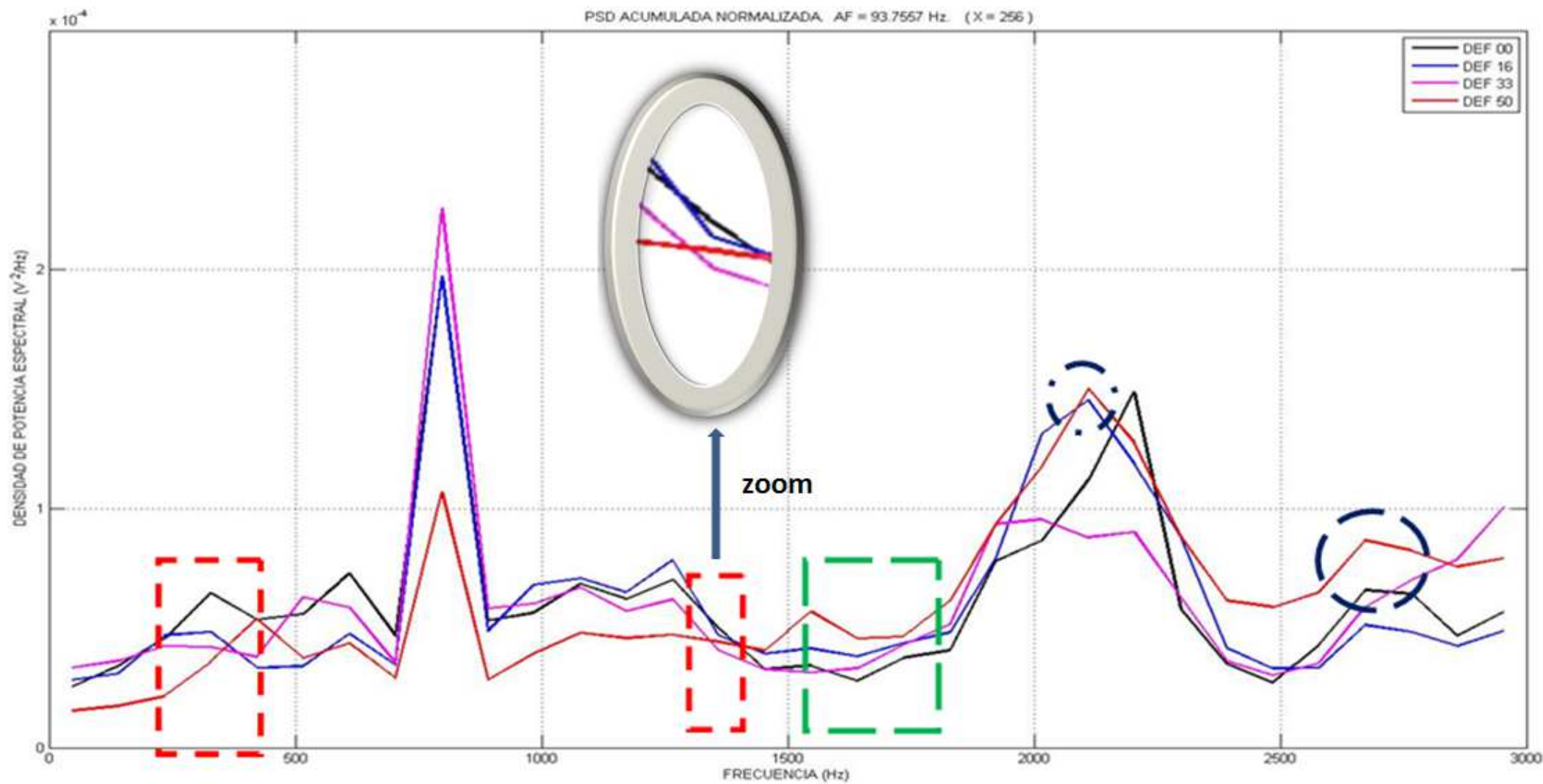


CASO 5

-EJE 2.

-VELOCIDAD 60 Hz.

-ESCALA DECIMAL.



7.4.5 ANÁLISIS DEL CASO 5.

En este caso el eje gira a la velocidad máxima de rotación establecida para el estudio de la señal. Se observa claramente el fenómeno de ordenación progresiva de las señales de vibración de menor nivel de defecto a mayor nivel de defecto para bajas frecuencias, en primer lugar de los 200 Hz a los 500 Hz, y posteriormente vuelve a aparecer en el estrecho rango de frecuencias comprendido entre los 1200 Hz y los 1500 Hz aproximadamente.

Por otro lado para un rango de frecuencias más elevado, entre los 1600 Hz y los 2000 Hz, el otro fenómeno progresivo destacado, que es la ordenación de mayor nivel de defecto a menor nivel de defecto, con el correspondiente descenso del valor de densidad de potencia espectral.

Nuevamente también aparece el patrón correspondiente a elevados picos de densidad de potencia espectral, para frecuencias entre los 2000 Hz y los 3000 Hz, para la señal de nivel de defecto del 50%.

Por último entre los 500 Hz y los 1000 Hz aparece un comportamiento puntual que describe unos elevados picos de densidad de potencia espectral para los cuatro niveles de defecto posible, especialmente para la señal correspondiente a nivel de defecto de 33% y 16%, quedando esta última solapada con la señal correspondiente a nivel de defecto 0%.

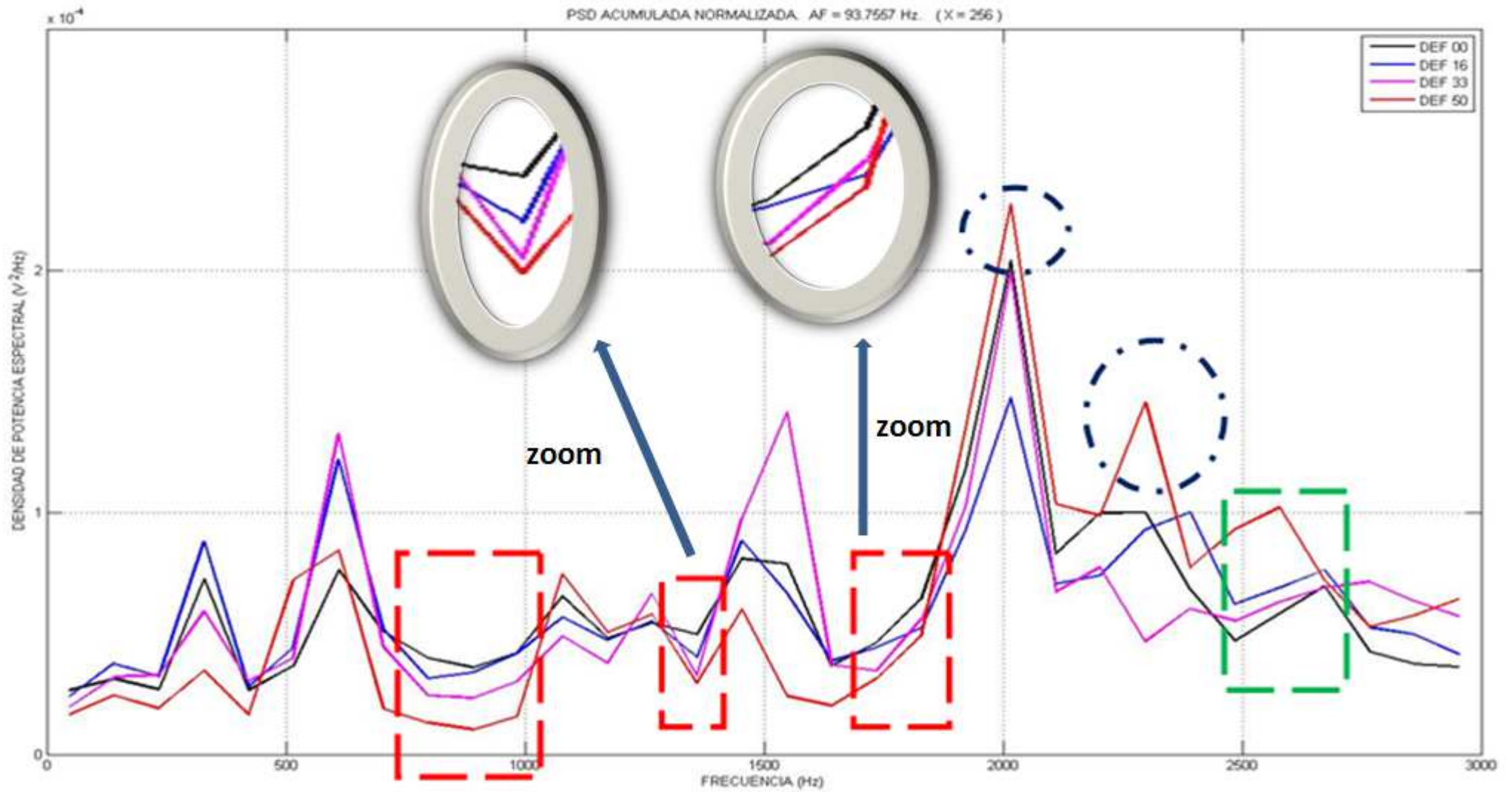


CASO 6

-EJE 3.

-VELOCIDAD 60 Hz.

-ESCALA DECIMAL.



7.4.6 ANÁLISIS DEL CASO 6.

En este caso el espectro obtenido vuelve a mostrar de forma clara los patrones repetitivos de conducta observados para los casos anteriores. Es destacable que para este caso concreto el fenómeno de ordenación progresiva de menor nivel de defecto a mayor nivel de defecto aparece en un rango de frecuencias mucho más amplio que los casos anteriores, y de forma casi continuada. Este rango de frecuencias comienza a los 600 Hz y termina a los 2000 Hz aproximadamente.

Para el rango de altas frecuencias, comprendido entre los 2500 Hz y los 3000 Hz aparece el fenómeno opuesto, es decir, la ordenación progresiva de mayor nivel de defecto a menor nivel de defecto.

Aparte de estos fenómenos vuelven a aparecer picos de densidad de potencia espectral elevada, correspondiente a la señal de nivel de defecto del 50%. Los rangos de frecuencia en los que aparece dicho fenómeno se inicia a los 2000 Hz y finaliza a los 2600 Hz.. En relación a esto la señal correspondiente a nivel de defecto de 33% describe picos de densidad de potencia espectral más altos de lo normal en dos zonas puntuales, que son a 600 Hz y a 1600 Hz aproximadamente.

Finalmente, en comparación con el espectro del caso 5 que se analizan los fenómenos a la misma velocidad de rotación, pero en el caso del eje 2, se observa que aparecen los mismos fenómenos en rangos de frecuencia muy similares.

7.5 PATRONES DE CONDUCTA IDENTIFICADOS.

Tras el análisis detallado de las gráficas de los dos ejes mostradas anteriormente se ha podido identificar que aparecen tres tipos de patrones diferentes repetidos en todos los casos, y que son claramente diferenciados frente a cualquier otro fenómeno que pueda ocurrir.

■ Patrón 1:

Está diferenciado con línea discontinua de color rojo, y refleja como la densidad de potencia espectral va disminuyendo a medida que tenemos un nivel de defecto en el eje cada vez mayor, es decir, los niveles de defecto analizados en el eje se ordenan de menor a mayor para un rango de frecuencias determinadas.

Por otro lado, en cuanto a lo que se refiere al rango de frecuencias donde podemos encontrar este patrón también se han encontrado coincidencias observables en ambos ejes. Si observamos el eje 2 podemos ver como se cumple siempre este comportamiento entre 500 Hz y 1500 Hz de frecuencia. Así mismo en el eje 3 este patrón mayoritariamente se encuentra diferenciado entre 1000 Hz y 2000 Hz de frecuencia.

■ Patrón 2:

Se encuentra diferenciado con línea discontinua de color verde, y refleja el comportamiento totalmente contrario que el anterior patrón, es decir, se observa que el valor de densidad de potencia espectral asciende progresivamente al aumentar el nivel de defecto en el eje, quedando ordenados de mayor a menor nivel de defecto para un rango de frecuencia determinadas, que es diferente al caso del patrón anterior. En este caso el resultado para el eje 2 refleja que entre 1500 Hz y 3000Hz es muy probable identificar este patrón. Por otro lado en el caso del eje 3 el rango de frecuencia se encuentra comprendido entre 2000 Hz y 3000Hz aproximadamente.

■ Patrón 3:

Diferenciado en las gráficas anteriores con línea discontinua azul, este patrón indica una conducta totalmente diferente a los anteriores. Lo que indica este patrón es el comportamiento inusual cuando se tiene un defecto equivalente al 50% del diámetro del eje mayoritariamente, y algunas ocasiones del 33%. Como se puede ver en las gráficas anteriores siempre que se destaca la aparición de este patrón aparecen en las gráficas picos muy elevados correspondientes a un nivel muy elevado de densidad de potencia espectral.

Por otro lado, al contrario de los casos anteriores no podríamos establecer un rango de frecuencias en los cuales mayoritariamente aparezca este tipo de patrón, aunque cabe destacar que concretamente en el eje 3 se cumple que en frecuencias de entre 2000 Hz y 3000Hz si coincide la aparición de dicho patrón.

Aunque para este patrón no se ha podido establecer un rango de frecuencias concreto que se cumpla en ambos ejes, se puede asegurar que este patrón muestra ondas de vibración determinísticas que están inducidas por la aparición de un nivel de defecto elevado.

CAPÍTULO 8:

CONCLUSIONES.

8.1 CONCLUSIONES.

Teniendo en cuenta los objetivos que se pretendían alcanzar para el presente proyecto:

- En primer lugar se han realizado medidas de vibración, en el banco de ensayos Rotokit, de dos ejes ferroviarios a escala practicando progresivamente varios niveles de defecto y variando la velocidad de rotación en cada medida.
- Se han transformado la totalidad de las señales de vibración temporal obtenidas mediante el software Btool, a una señal en el dominio de la frecuencia mediante el software ADEVI, y otros programas desarrollados para tal fin.
- Por otro lado se ha conseguido filtrar la base de datos obtenida a lo largo del proceso de adquisición de señal. Se ha pasado de obtener 234 espectros en frecuencia de cada serie medida hasta obtener 3 graficas finales en frecuencia, en el que se recogen los cuatro niveles de defecto posible para una misma velocidad de rotación. Recordamos esquemáticamente el proceso de transformación y filtrado de la señal de vibración:

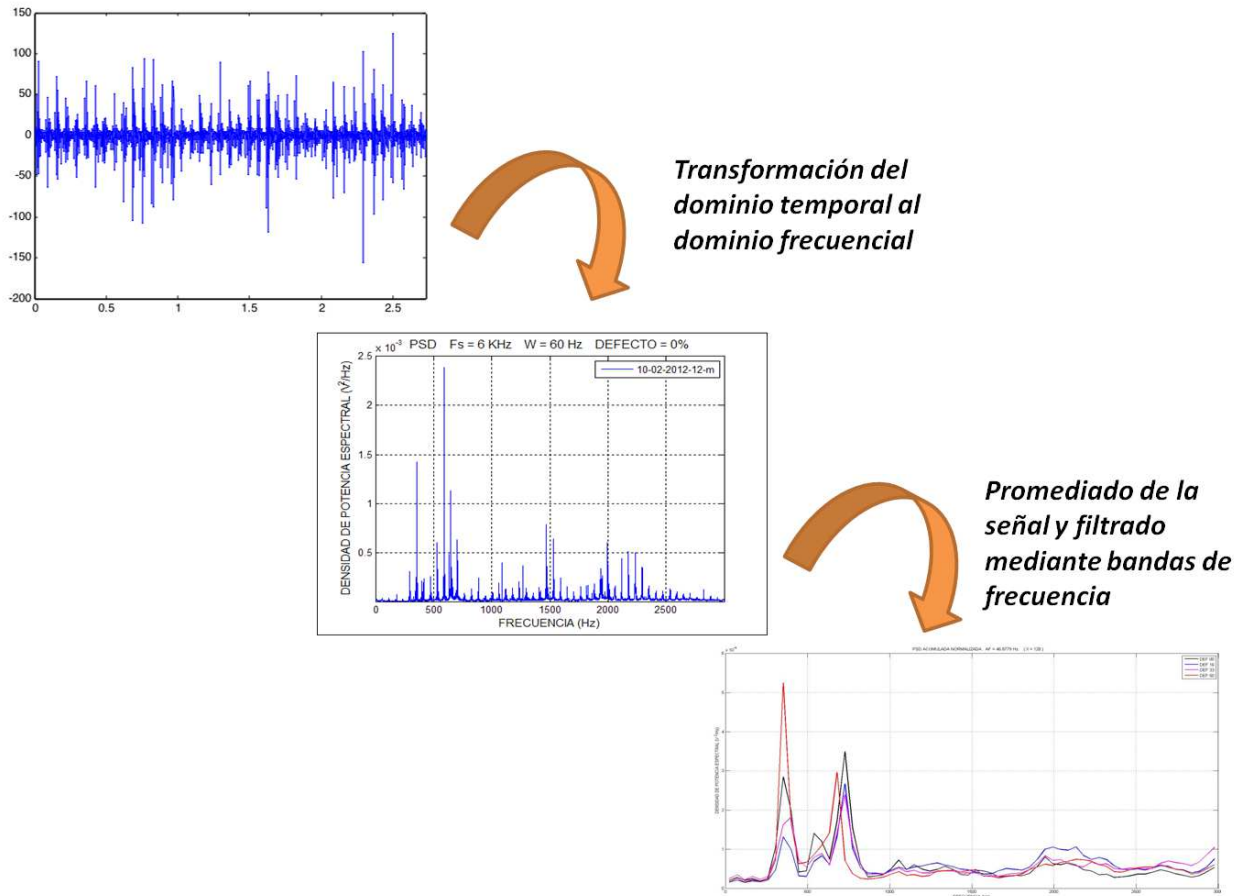


Figura95. Proceso de transformación y filtrado de la señal de vibración.

- Por último se han encontrado fenómenos repetitivos de conducta de la señal de vibración, que tienen similitudes en ambos ejes. Por lo tanto se puede decir que se han identificado fenómenos de ordenación progresiva de la señal para un rango determinado de frecuencia, en función del nivel de defecto que tenga el eje. Para el caso concreto del patrón 3 hay que destacar que en un caso real, en el que se estén analizando vibraciones de un eje ferroviario real que se encuentre en servicio, sería muy extraño que se detectara un defecto de esta envergadura. Lo normal es que se identificara antes mediante mantenimientos sistemáticos realizados en el eje.

Por otro lado hay que destacar que el proceso de análisis realizado en el presente proyecto ha tenido una gran complejidad debido al tamaño de la base de datos obtenida. A pesar de ello se ha conseguido reducir la cantidad de información mediante promedios de la señal y mediante la aplicación de la técnica de bandas de frecuencia.

Ciñéndose al comportamiento de la señal de vibración en las gráficas finales obtenidas, se pueden sacar las siguientes conclusiones:

- Cuando el eje tiene un defecto comprendido entre un 16% y un 33% (respecto al diámetro) aproximadamente, el valor de densidad espectral disminuye progresivamente en el rango de frecuencias aproximado de entre 1000 y 1500Hz.
- Si el eje tiene un defecto de aproximadamente un 50% de su diámetro el comportamiento deja de ser progresivo, apareciendo picos altos de densidad de potencia espectral y cambiando los patrones de comportamiento respecto a los otros niveles de defecto.

A pesar de esto se ha comprobado en las gráficas finales obtenidas, que en ocasiones, para determinados rangos de frecuencia, las señales de vibración tienen cierta dispersión. Esto se debe a que pueden seguir influyendo fenómenos como el ruido exterior, o posibles rodamientos defectuosos en el banco de ensayos Rotokit, ya que es muy complicado mantener siempre las mismas condiciones de ruido exterior, aunque se ha procurado, en la medida de lo posible, tener siempre las mismas condiciones de medida.



CAPÍTULO 9:

TRABAJO FUTURO.

9.1 TRABAJOS FUTUROS.

La técnica utilizada en el presente proyecto puede ser viable para su aplicación industrial a ejes ferroviarios, aunque se podrían incluir ciertas mejoras para trabajos futuros:

- La primera medida de mejora sería realizar el mismo estudio del presente proyecto pero comparando los resultados finales entre más ejes ferroviarios de las mismas características, con esto se podrían obtener patrones de conducta con mayor porcentaje de seguridad.
- Otra medida para mejorar el análisis sería analizar la PSD de la envolvente de la señal. Esta opción es perfectamente viable ya que como se ha mostrado en capítulos anteriores el software ADEVI permite hacer este tipo de análisis.
- La siguiente medida a considerar es aumentar el número de niveles de defecto en el eje para realizar un estudio más completo que permite aumentar la base de datos obtenida para el posterior análisis final de la señal.
- Validar los patrones obtenidos en un sistema ferroviario real.



BIBLIOGRAFÍA.

- [1] Jiménez Pérez, Jaime. Análisis y simulación de vibraciones de engranajes: ADEVI 4.5. Proyecto de Fin de Carrera, Universidad Carlos III de Madrid. 2009.
- [2] Javier Romero Carrasco. Herramienta para la adquisición, procesamiento y monitorización de señales. Detección de fallos en ejes y rodamientos mecánicos. Proyecto de Fin de Carrera, Universidad Carlos III de Madrid. Octubre 2011.
- [3] Zamora Abad, A. Estudio mecánico avanzado de un eje de ferrocarril. Proyecto de Fin de Carrera, Universidad Carlos III de Madrid. Noviembre 2010.
- [4] Rubio Alonso, Higinio. Caracterización de defectos localizados en sistemas mecánicos rotativos mediante análisis de vibraciones. Tesis doctoral. Universidad Carlos III de Madrid. 2003.
- [5] García Prada, J.C., Pedrero Moya, J.I. Cálculo, construcción y ensayo de máquinas I. Addenda Vibraciones en Máquinas. Universidad Nacional de Educación a Distancia. 1993.
- [6] Marín López, J.M. Análisis y caracterización holista de un sistema rotativo complejo. Tesis Doctoral, Universidad Carlos III de Madrid, Mayo de 2009
- [7] Rubio Alonso, Higinio. Análisis de la señal de vibración ante diferentes niveles de defecto en sistemas mecánicos. Proyecto fin de carrera. Universidad Nacional de Educación a Distancia, Septiembre 1998
- [8] Casasola Paredes, G.A. Multianálisis frecuencial y estadístico de la vibración emitida por un elemento mecánico con fallo bajo diferentes estados de carga. Proyecto de Fin de Carrera, Universidad Carlos III de Madrid. Noviembre 2002



REFERENCIAS

ELECTRÓNICAS.

1. Proyecto sobre vibraciones mecánicas.
<http://www.tav.net/transductores/vibraciones-mecanicas.pdf>
2. Trabajo sobre mantenimiento predictivo.
<http://www.monografias.com/trabajos17/mantenimiento-predictivo/mantenimiento-predictivo.shtml>
3. Artículo sobre tendencias del mantenimiento industrial.
<http://www.sinais.es/Vibra/Mantenimiento%20Predictivo.pdf>
4. Artículo de empresa sobre mantenimiento predictivo.
<http://www.preditec.com/servicios/mantenimiento-predictivo-por-analisis-de-vibraciones/>
5. Informe sobre análisis de vibraciones aplicado a las máquinas rotatorias de baja velocidad.
<http://www.mantenimientomundial.com/sites/mm/notas/Estupi1.pdf>
6. Artículo sobre análisis de vibraciones e interpretación de datos.
<http://www.guemisa.com/articul/pdf/vibraciones.pdf>
7. Artículo sobre vibración en máquinas.
<http://es.scribd.com/doc/59408264/Vibracion-en-Maquinas>
8. Artículo sobre análisis de vibración
<http://confiabilidad.net/articulos/incrementando-la-efectividad-de-su-analisis-de-vibracion/>
9. Web de empresa dedicada a ingeniería de mantenimiento.
http://www.sinais.es/rodamientos/deterioro_rodamientos.html

10. Artículo sobre accidentes ferroviarios

<http://tigrepelvar6.wordpress.com/2010/06/03/accidentes-ferroviarios-historicos-en-el-mundo-con-mas-de-200-muertos-hasta-mayo-2010/>

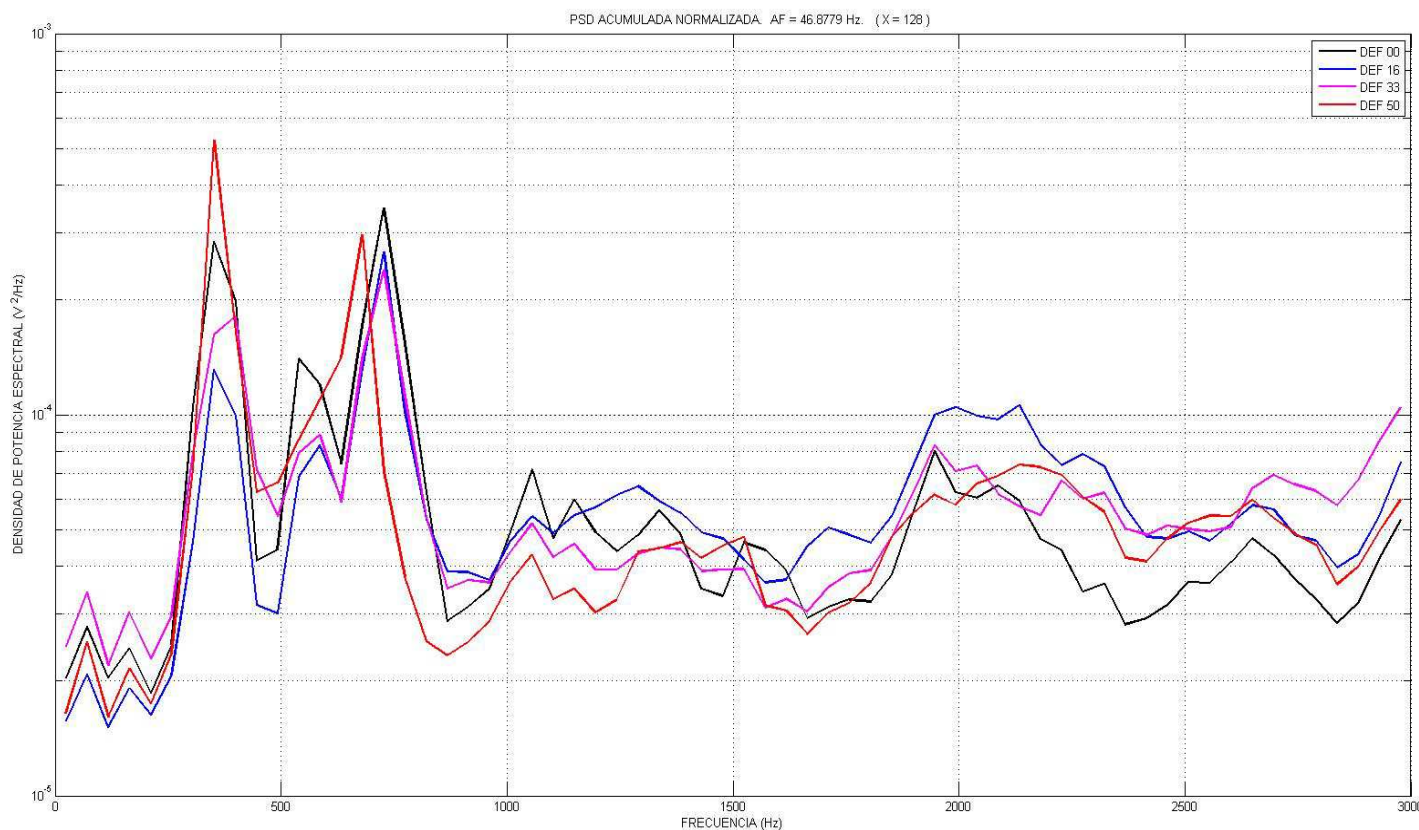


ANEXO I

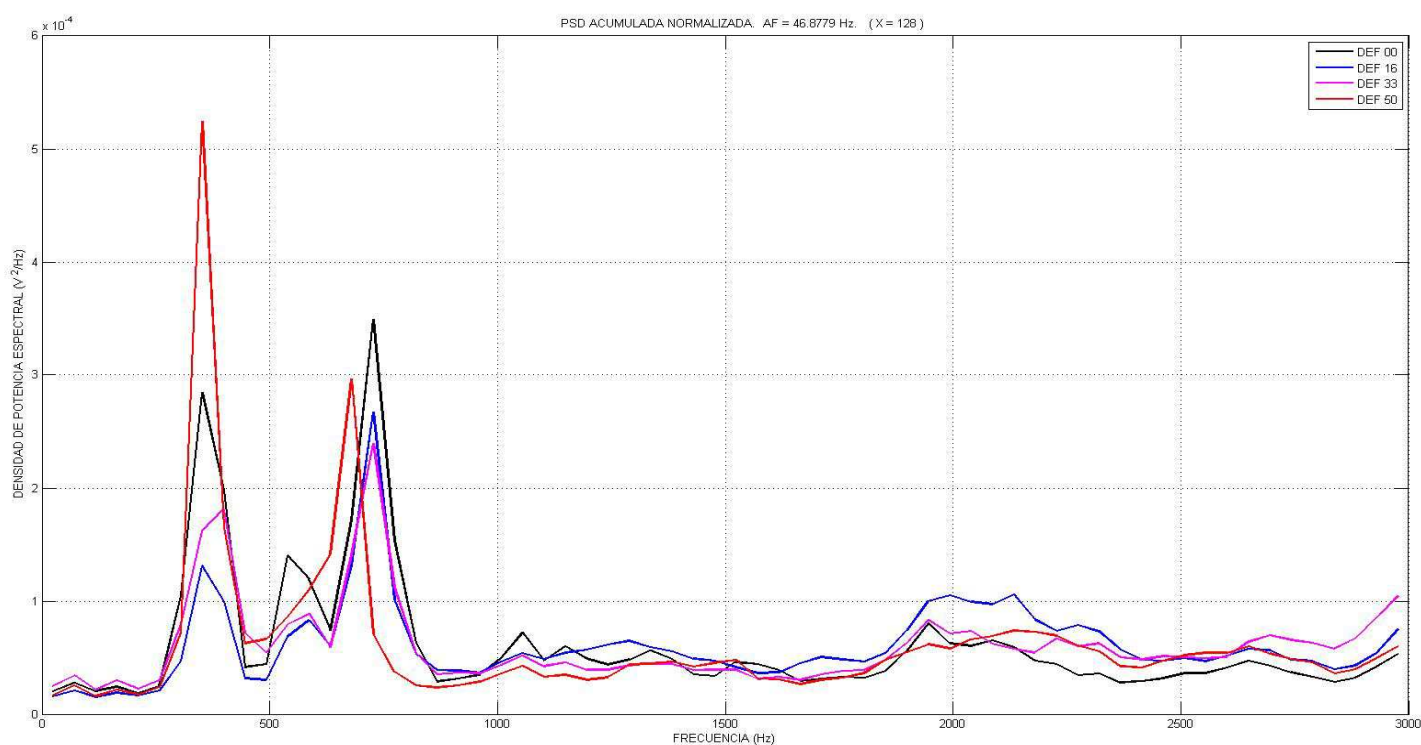
GRÁFICAS FINALES.

EJE 2 20 HZ.

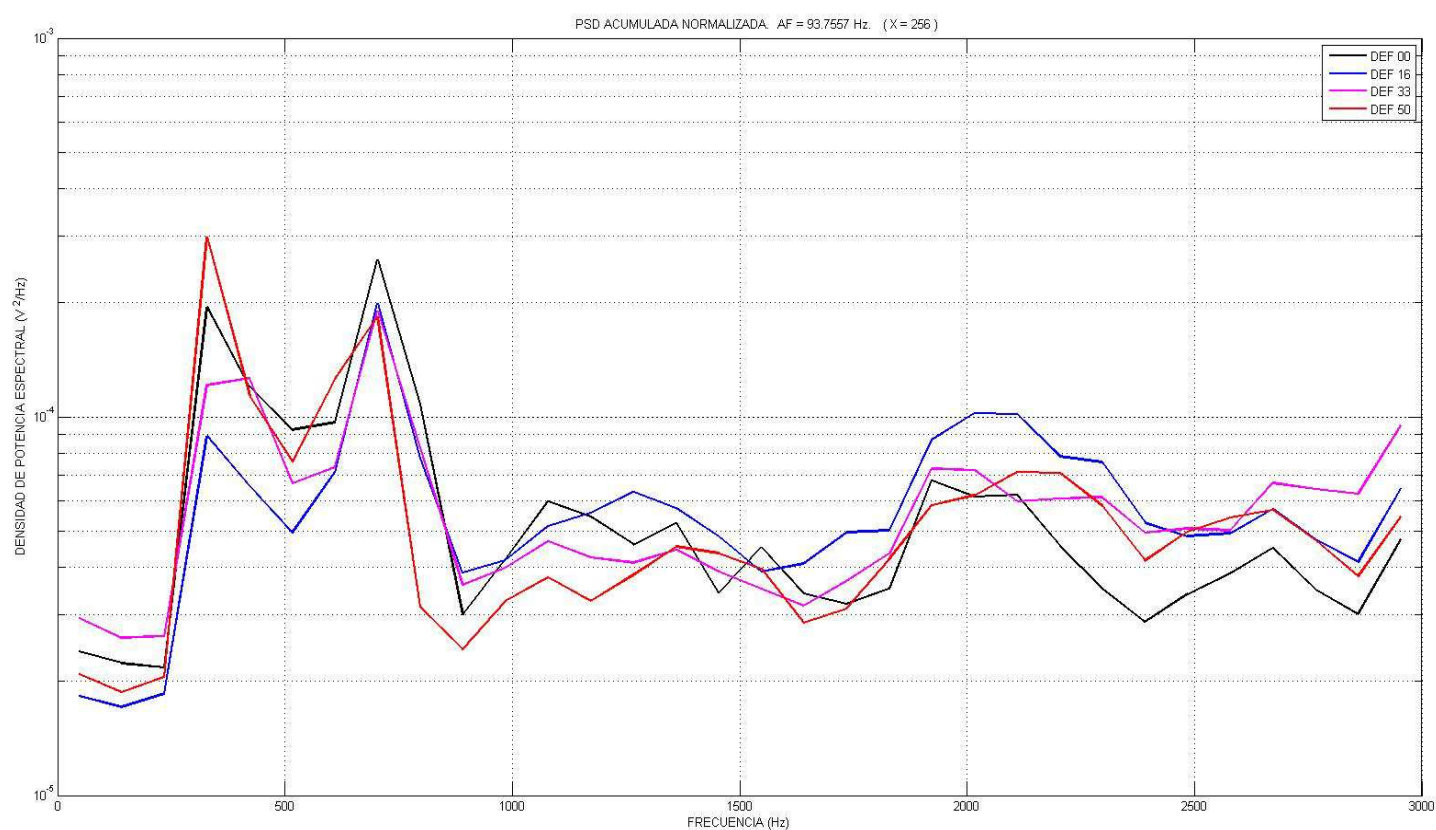
ESCALA LOGARITMICA (X= 128)



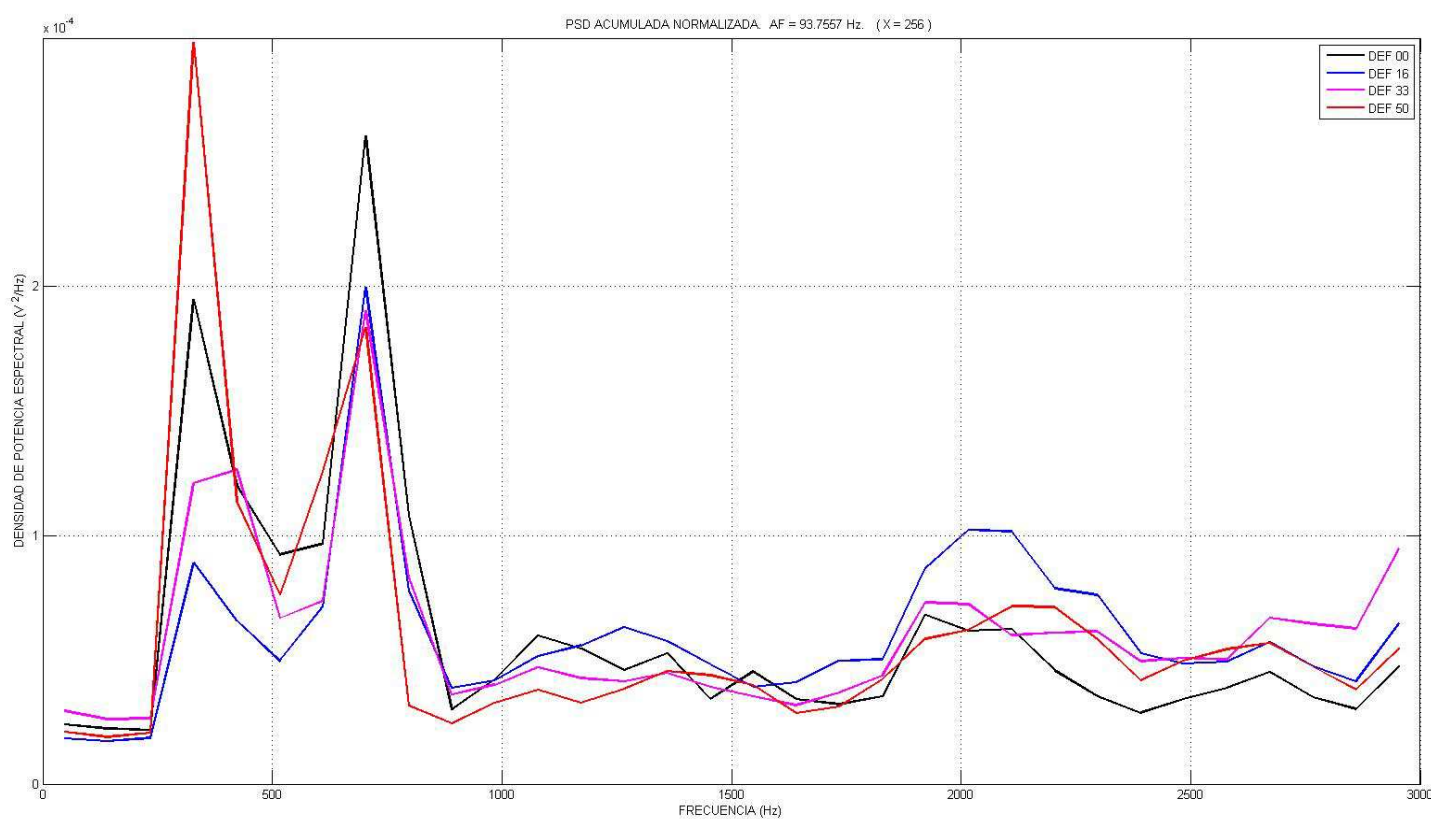
ESCALA DECIMAL (X= 128)



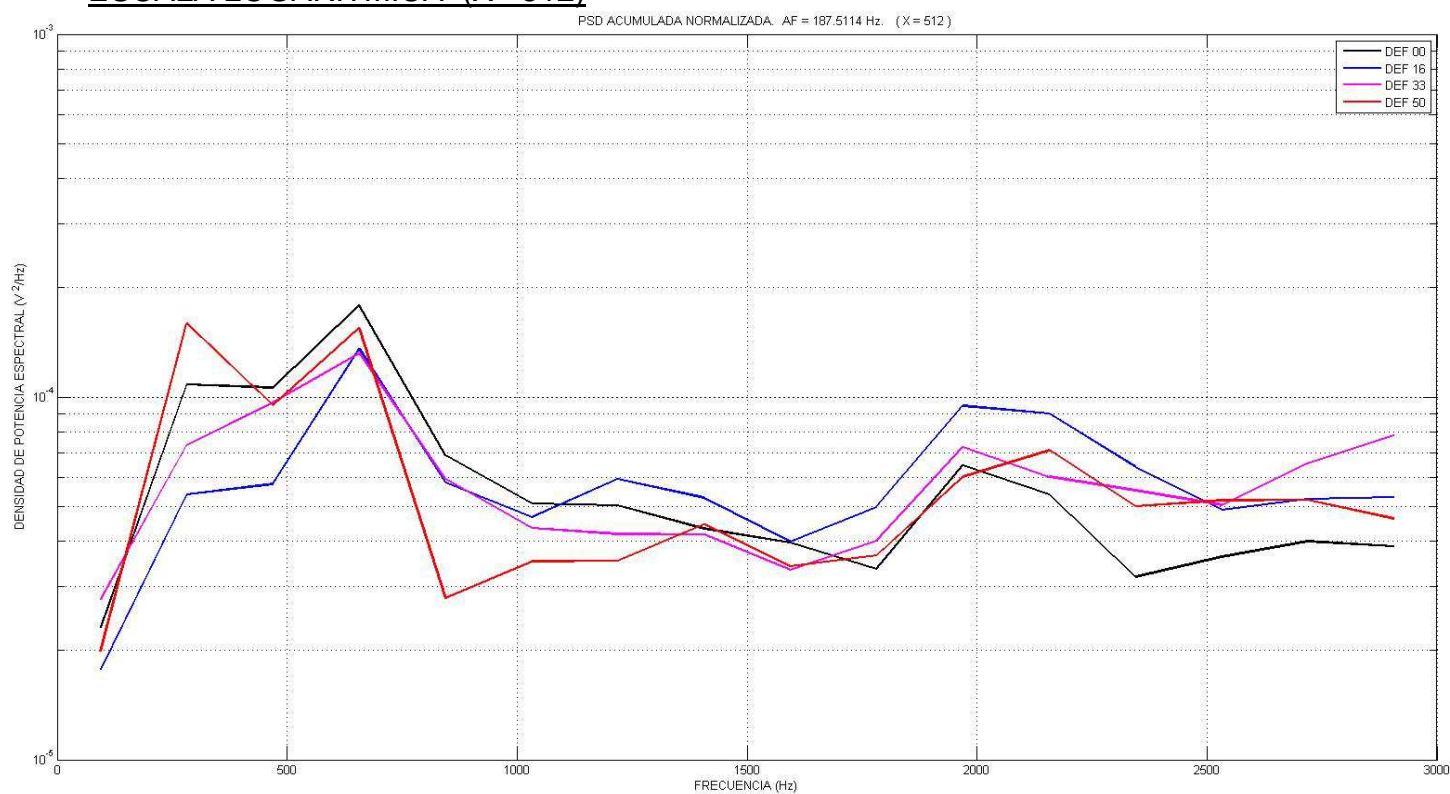
ESCALA LOGARITMICA (X= 256)



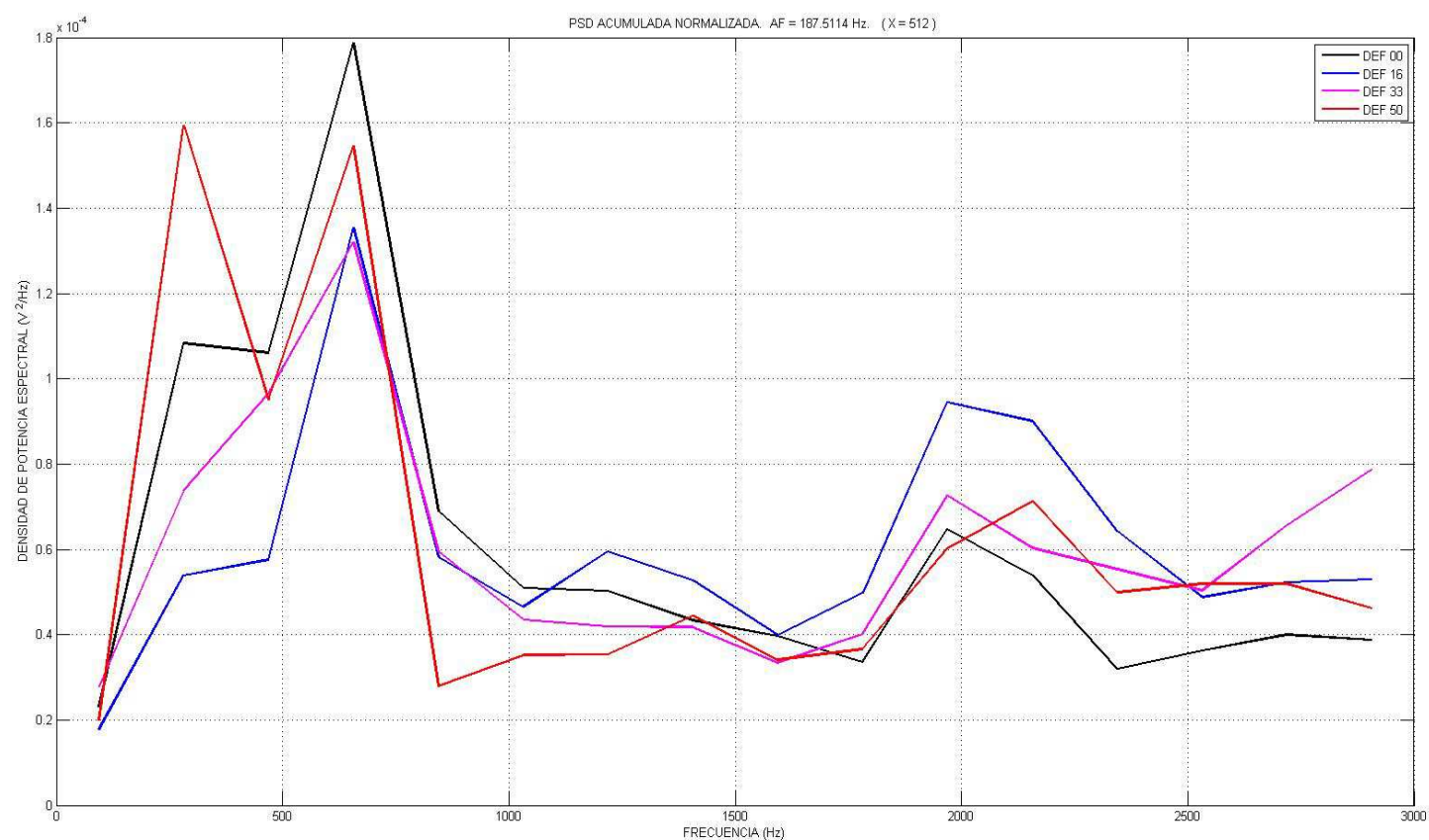
ESCALA DECIMAL (X= 256)



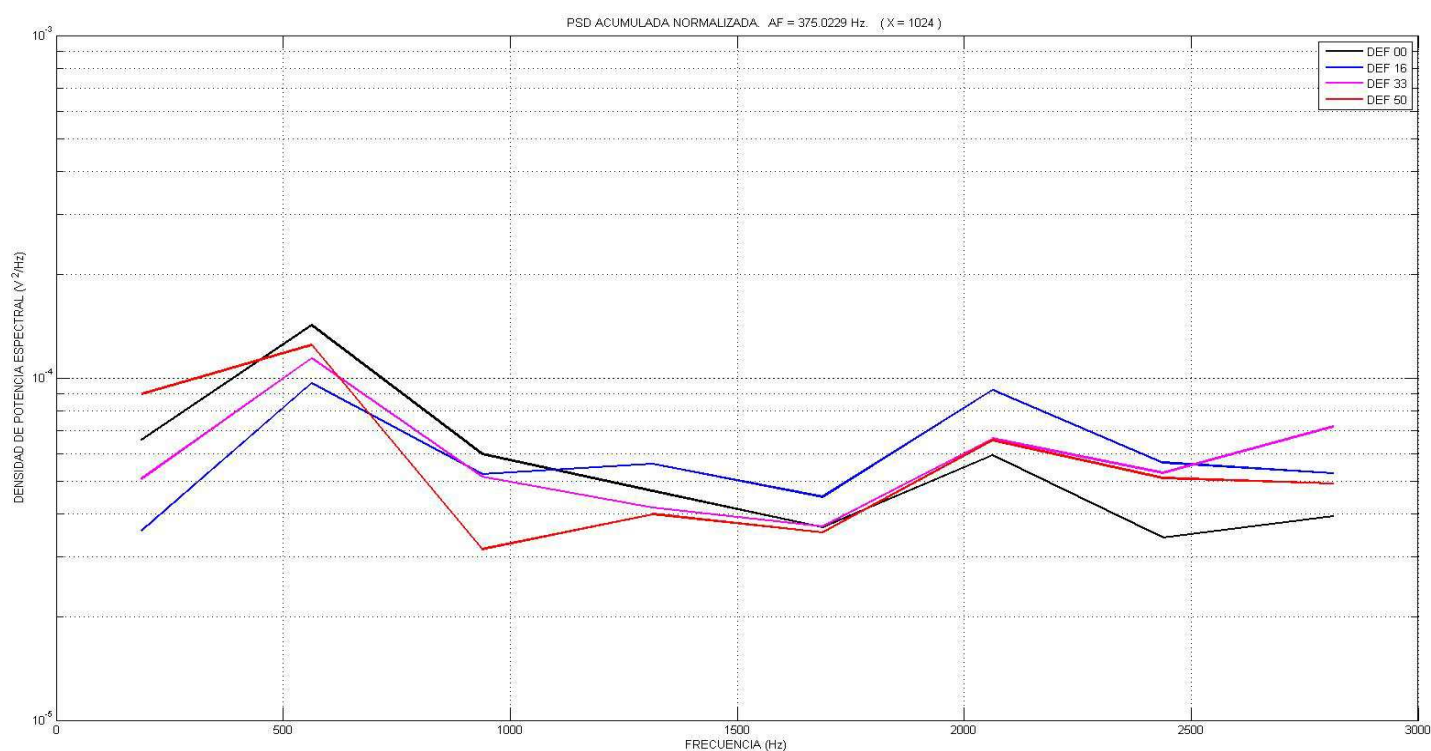
ESCALA LOGARITMICA (X= 512)



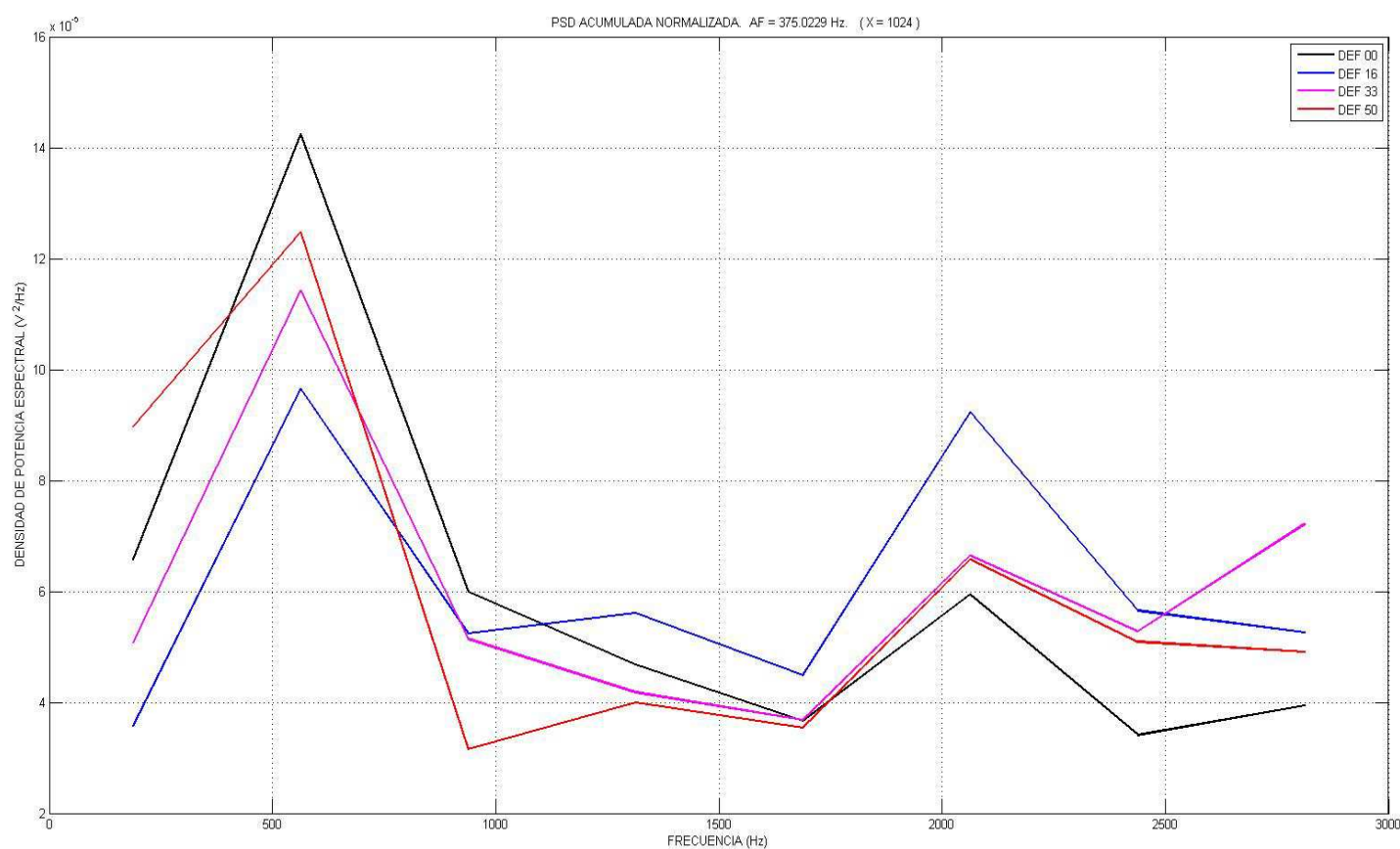
ESCALA DECIMAL (X= 512)



ESCALA LOGARITMICA (X= 1024)

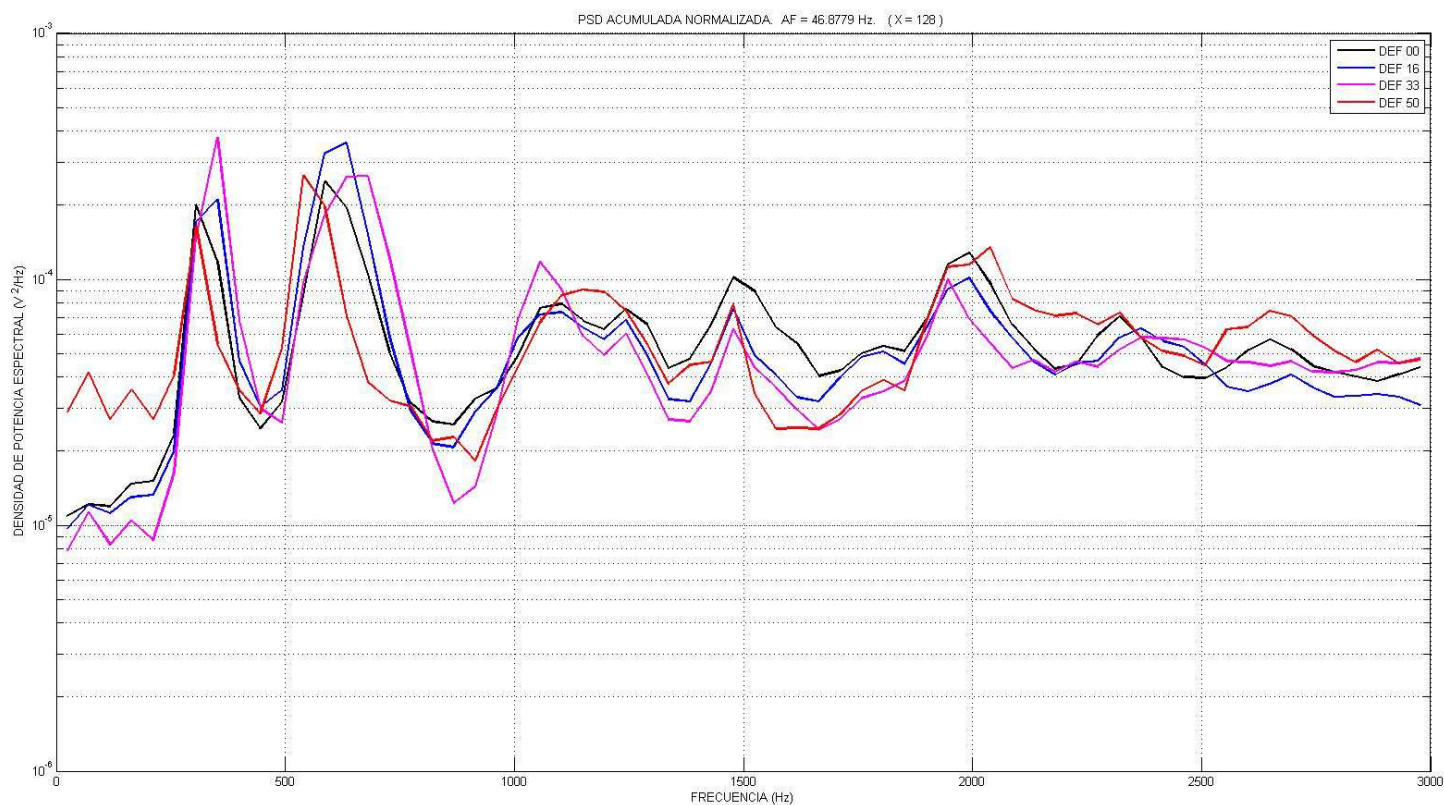


ESCALA DECIMAL (X= 1024)

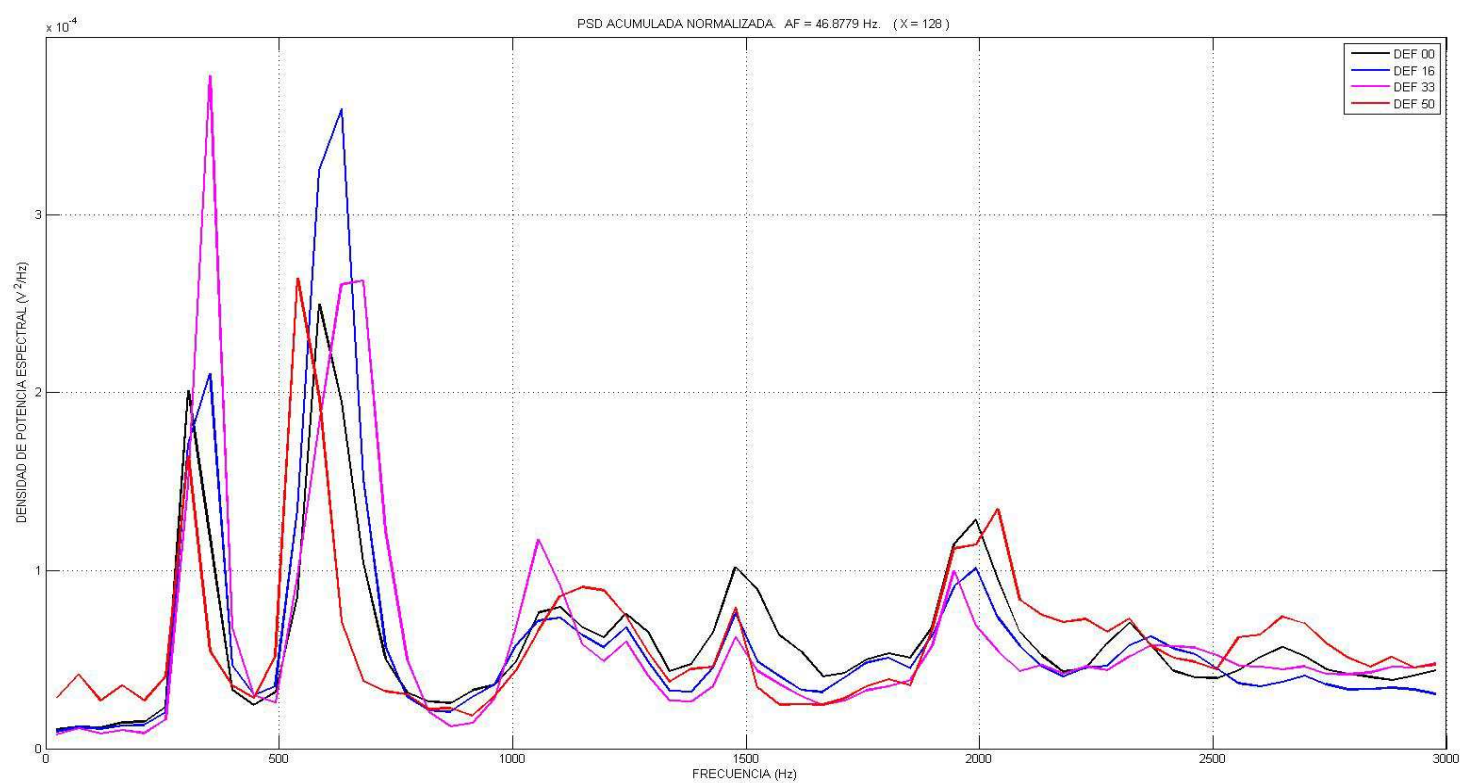


EJE 3 20 HZ.

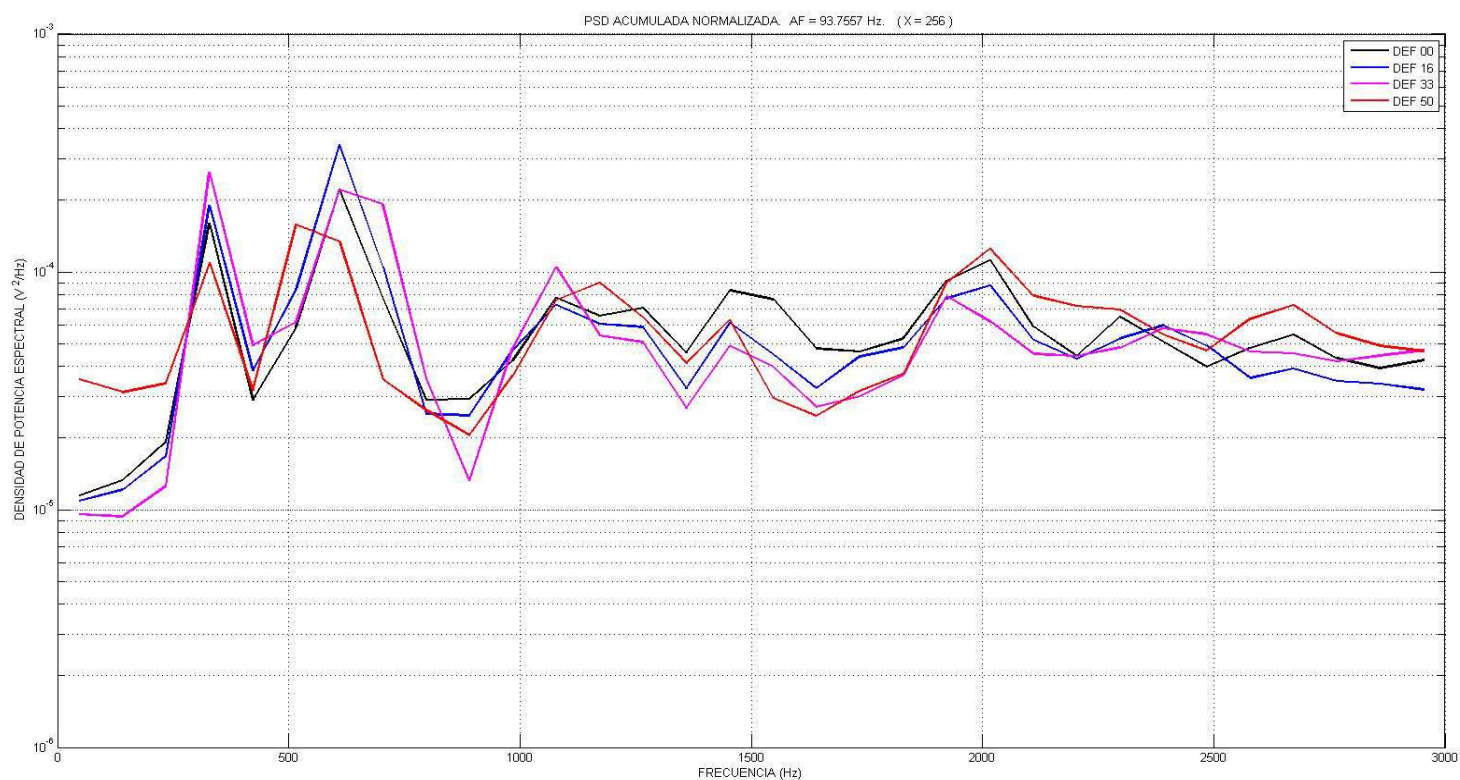
ESCALA LOGARITMICA (X= 128)



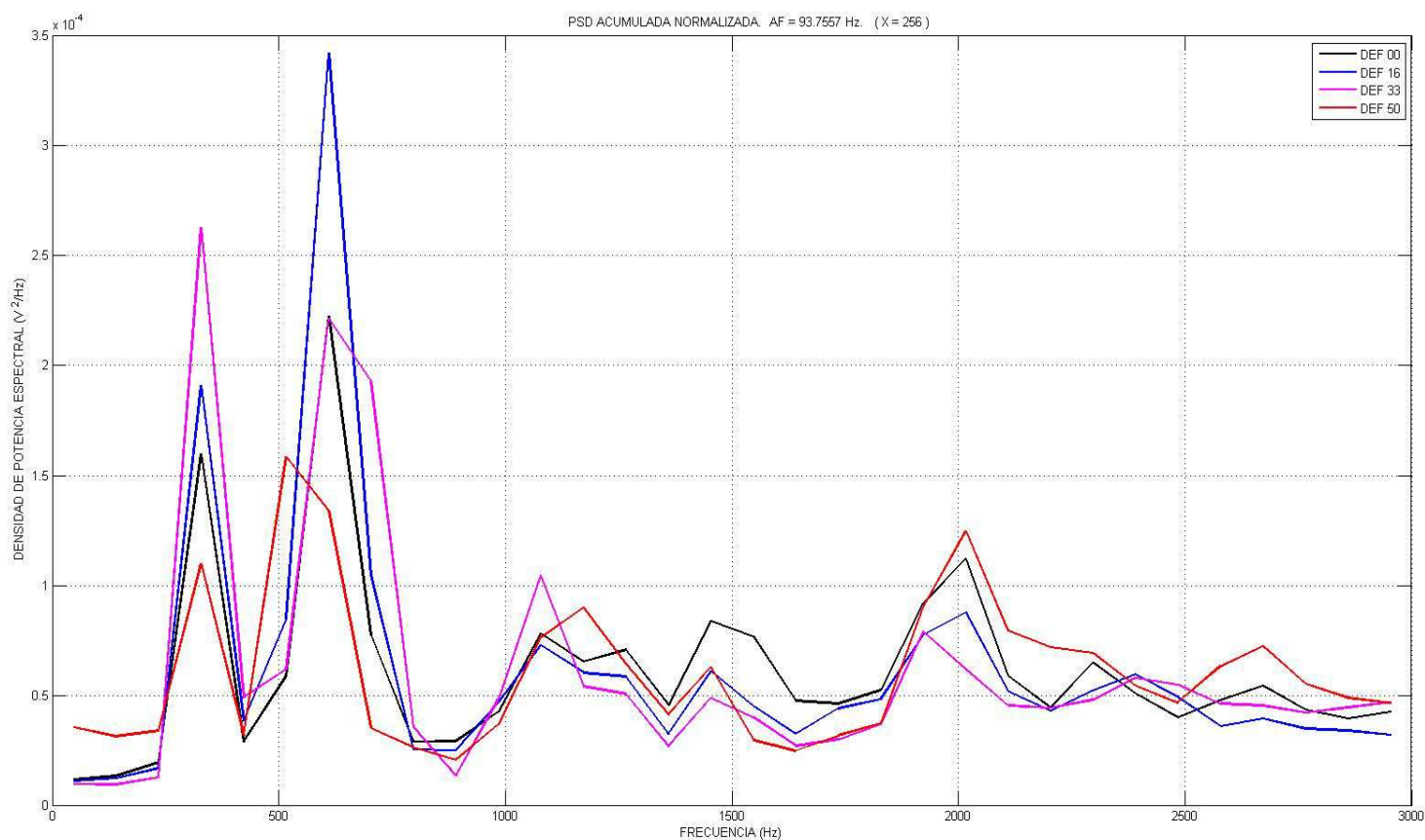
ESCALA DECIMAL (X= 128)



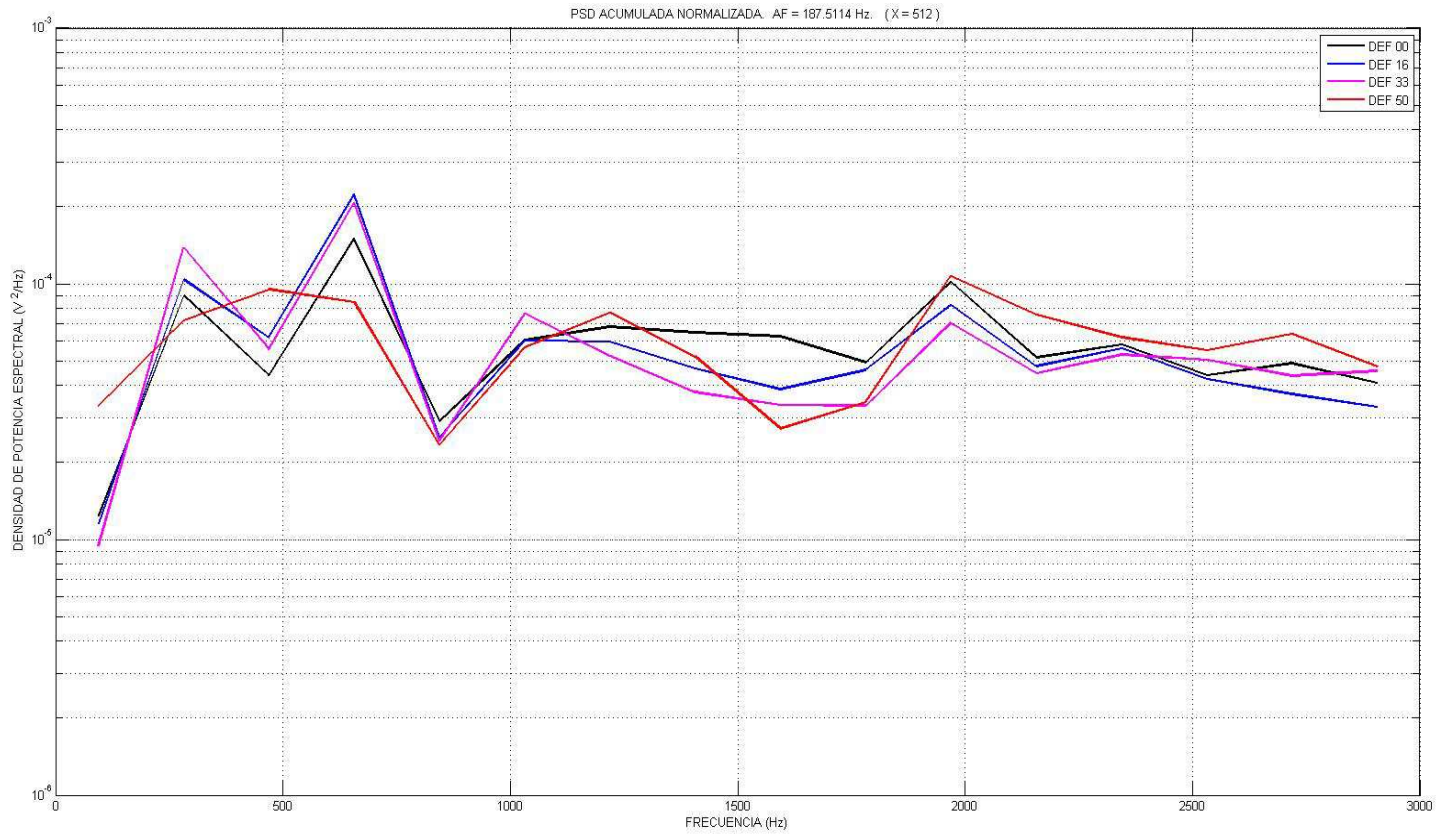
ESCALA LOGARITMICA (X= 256)



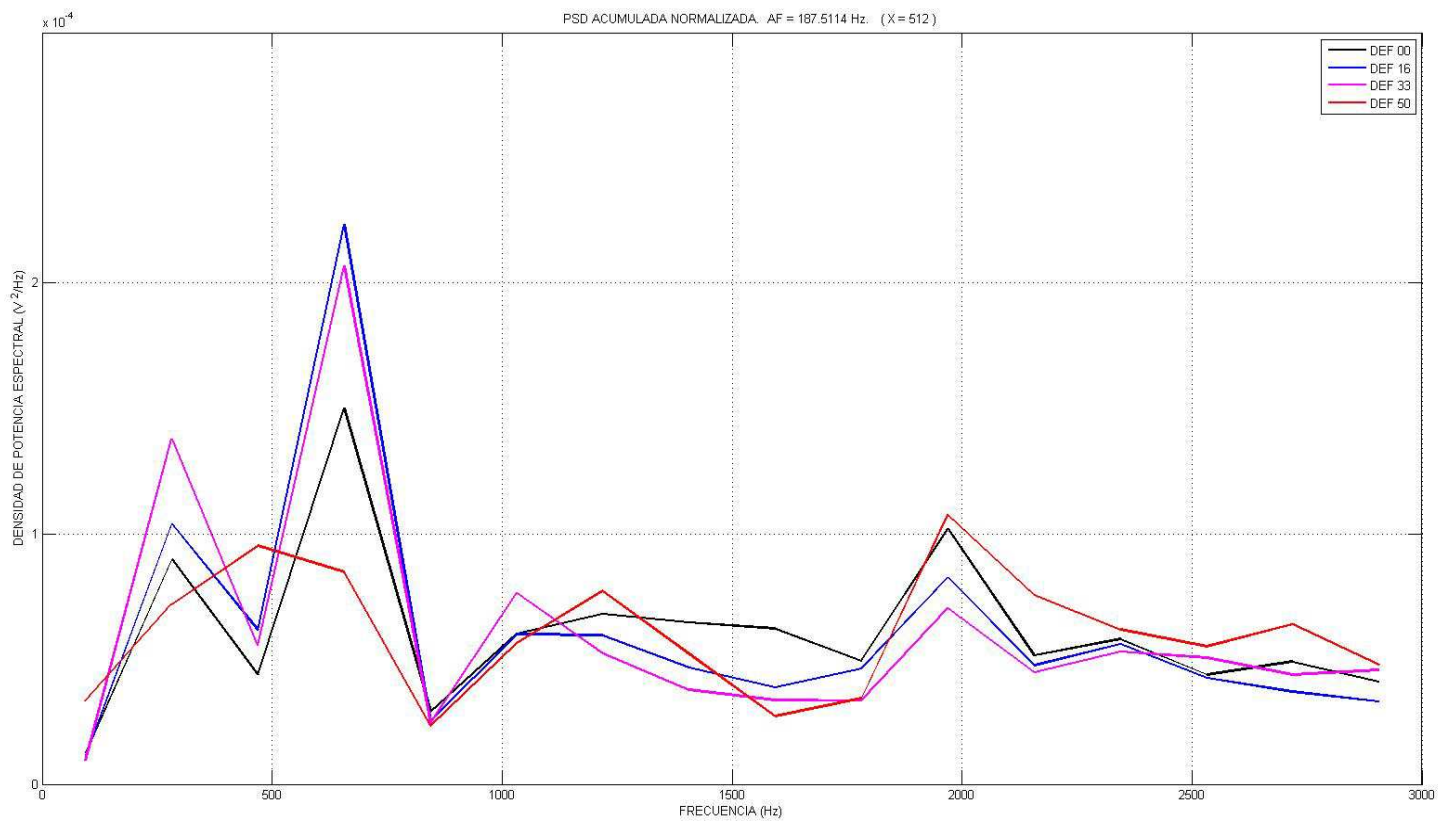
ESCALA DECIMAL (X= 256)



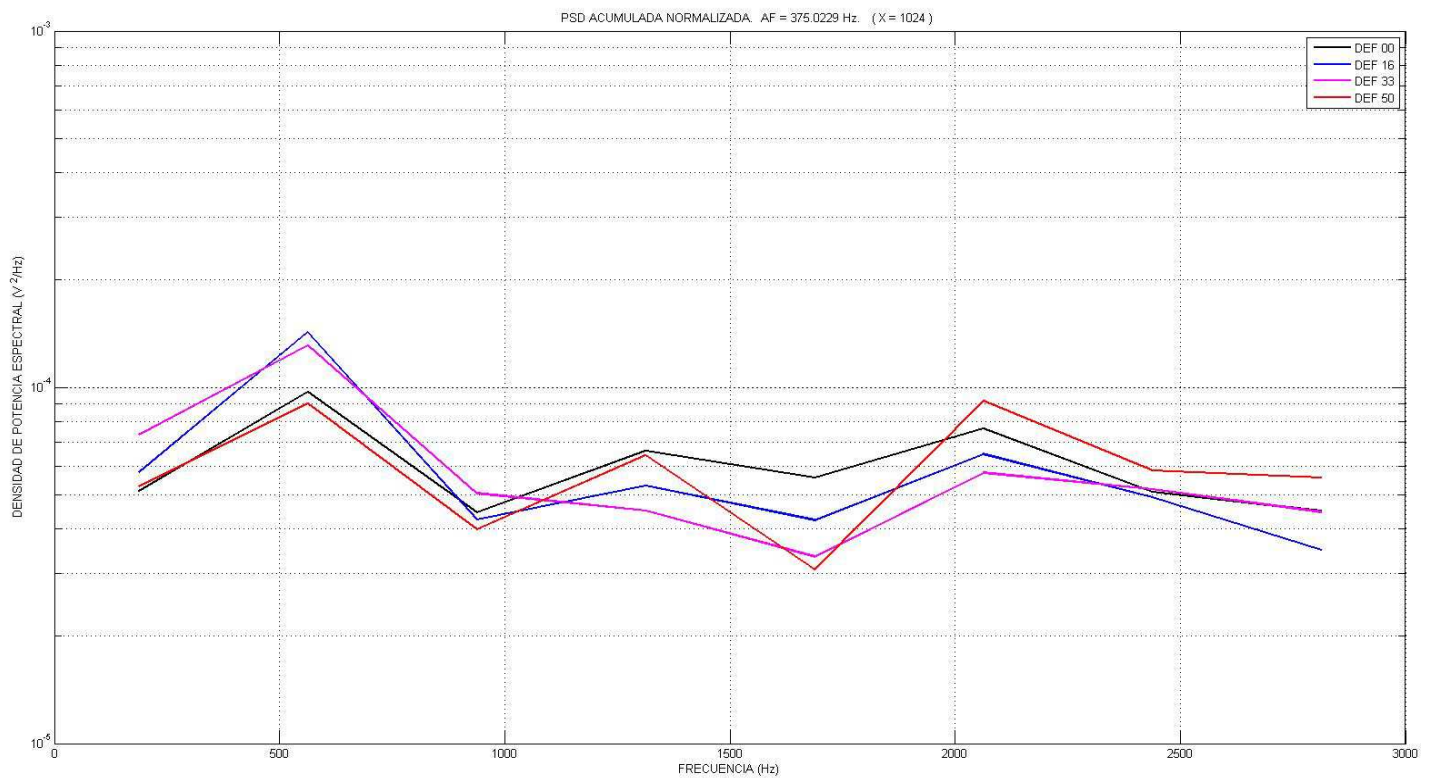
ESCALA LOGARITMICA (X= 512)



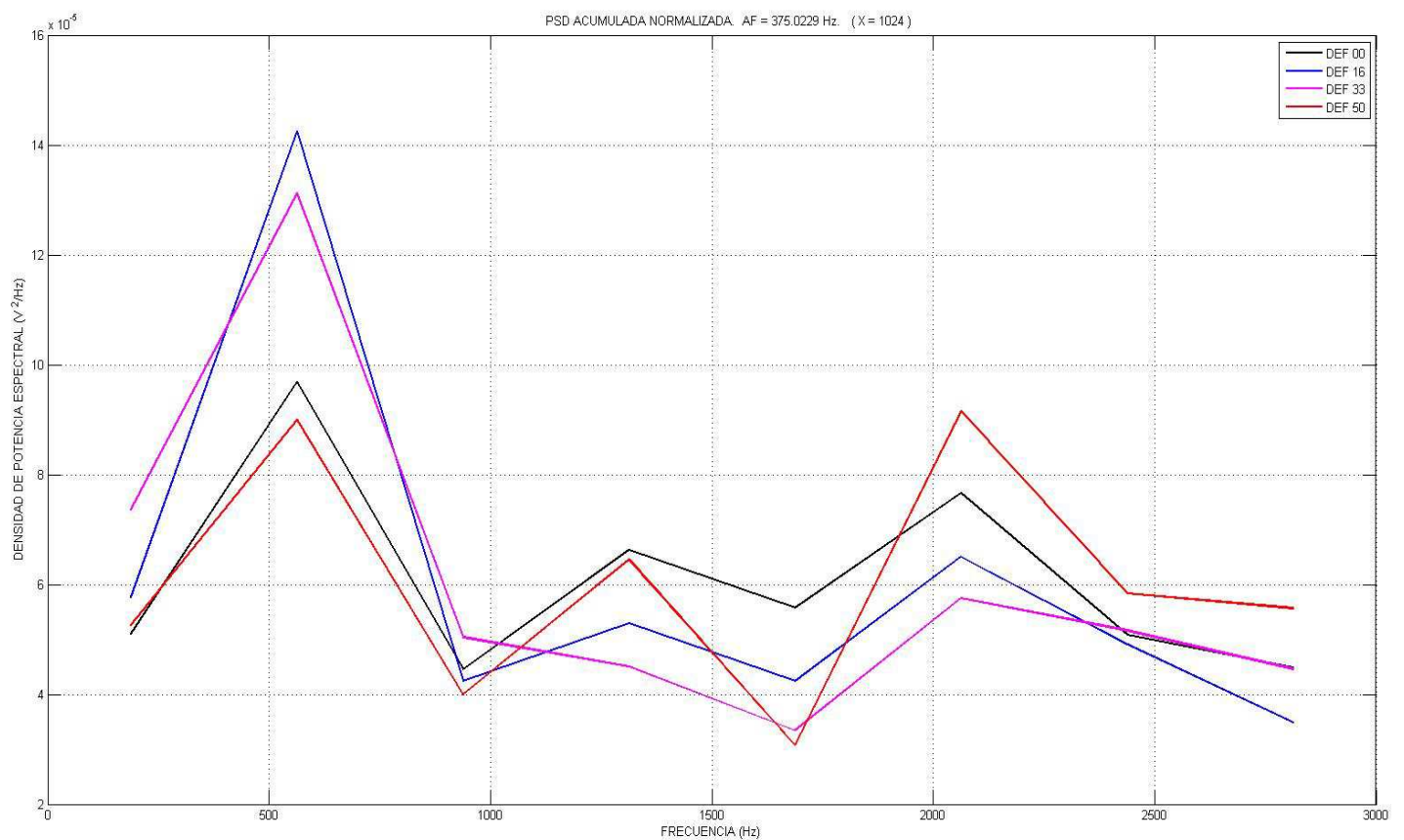
ESCALA DECIMAL (X= 512)



ESCALA LOGARITMICA (X= 1024)

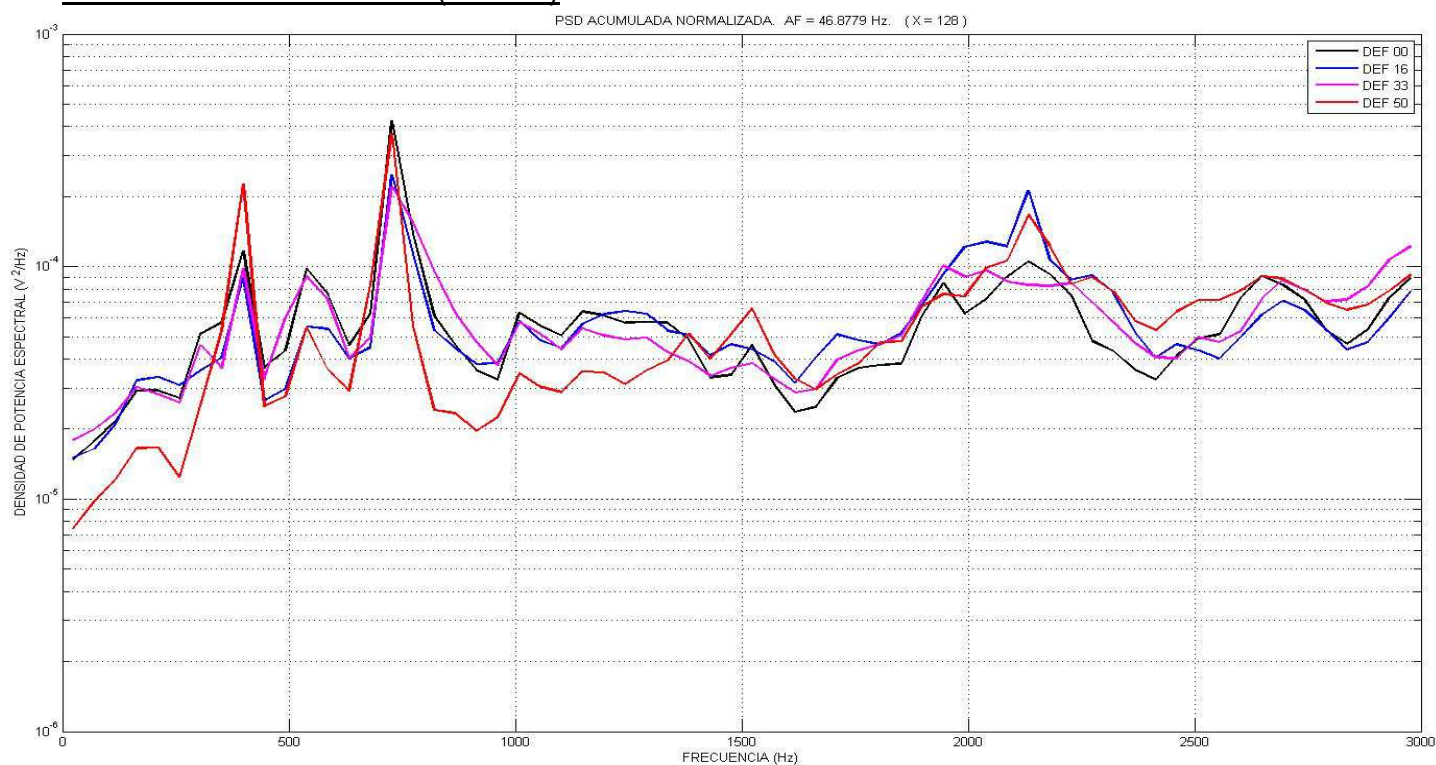


ESCALA DECIMAL (X= 1024)

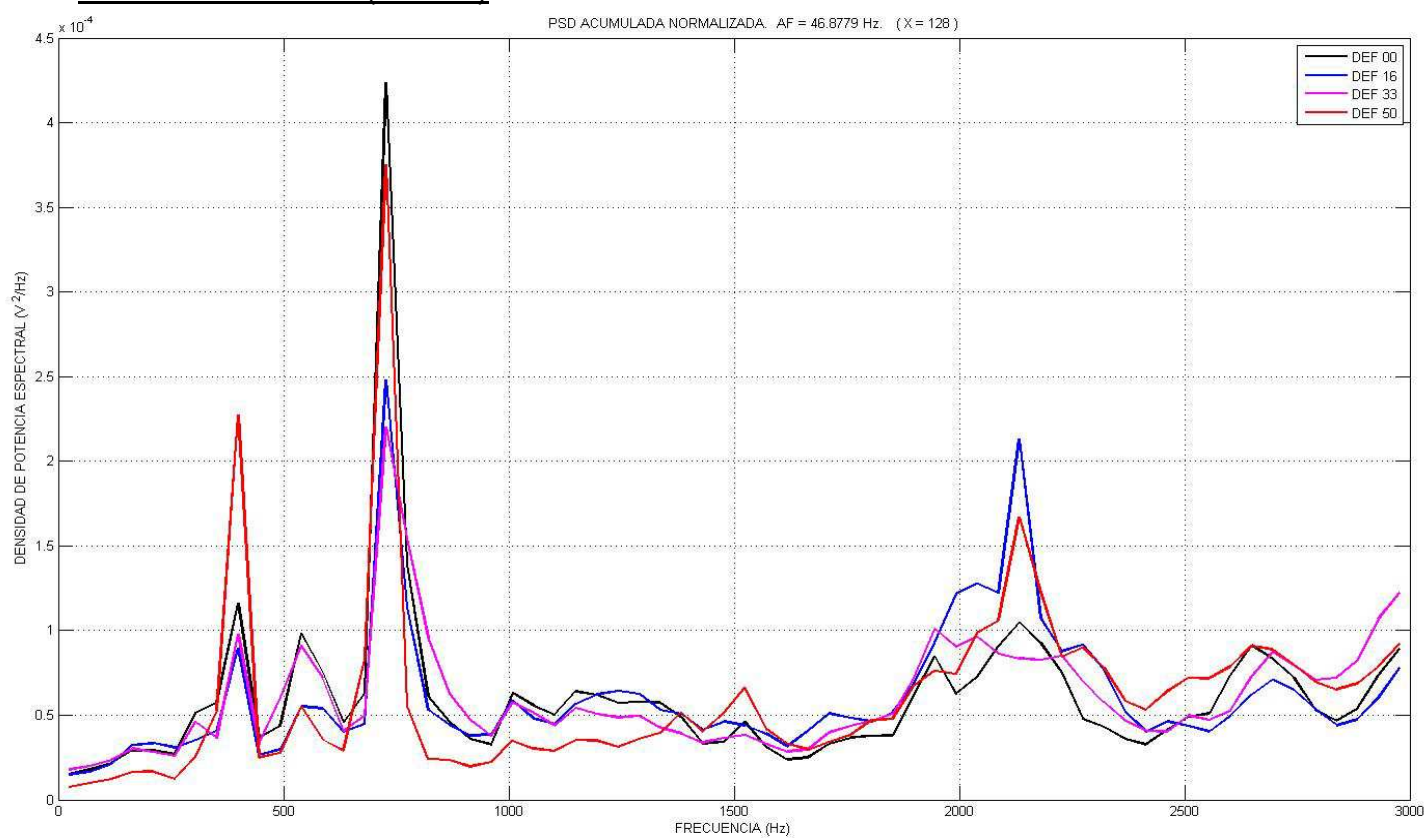


EJE 2 40HZ.

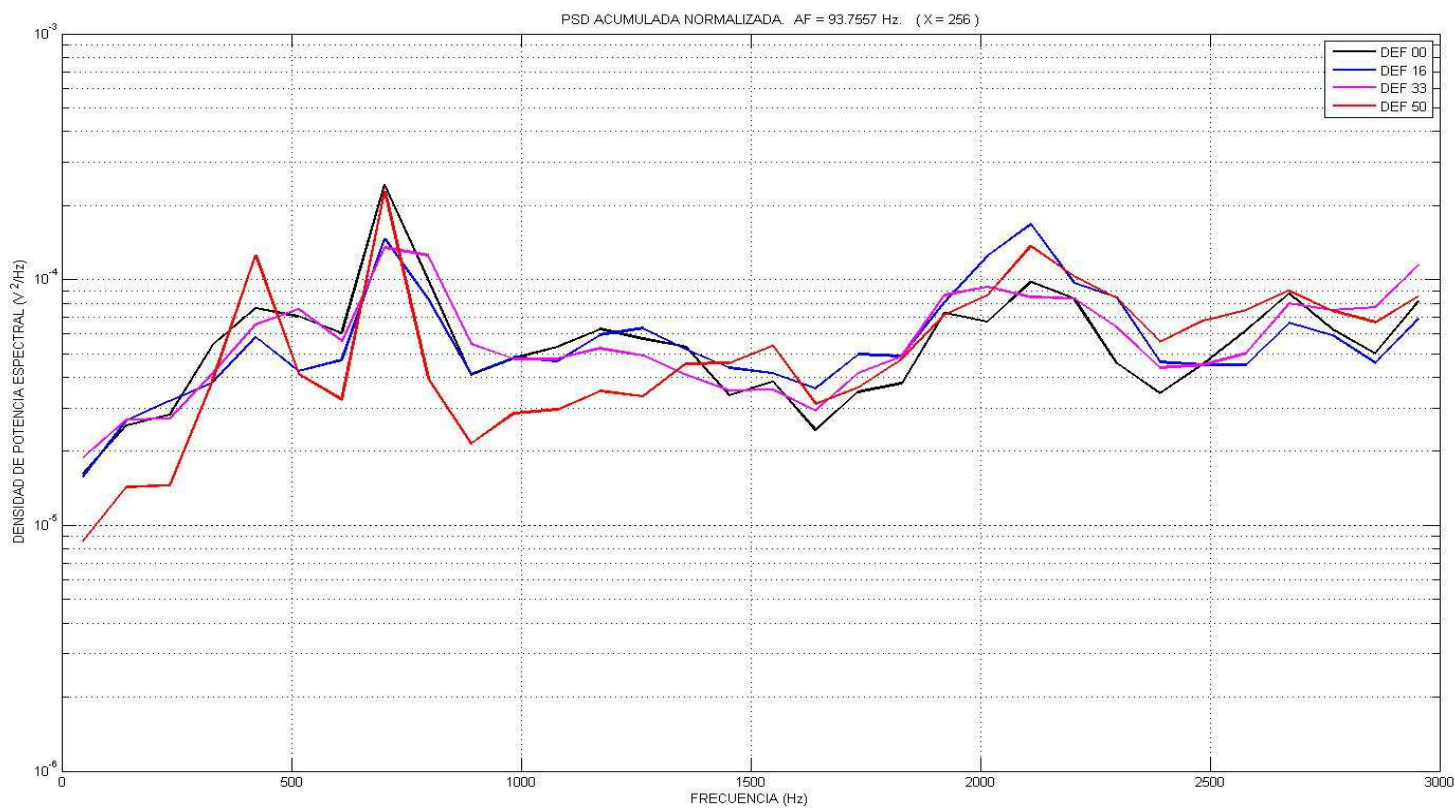
ESCALA LOGARITMICA (X= 128)



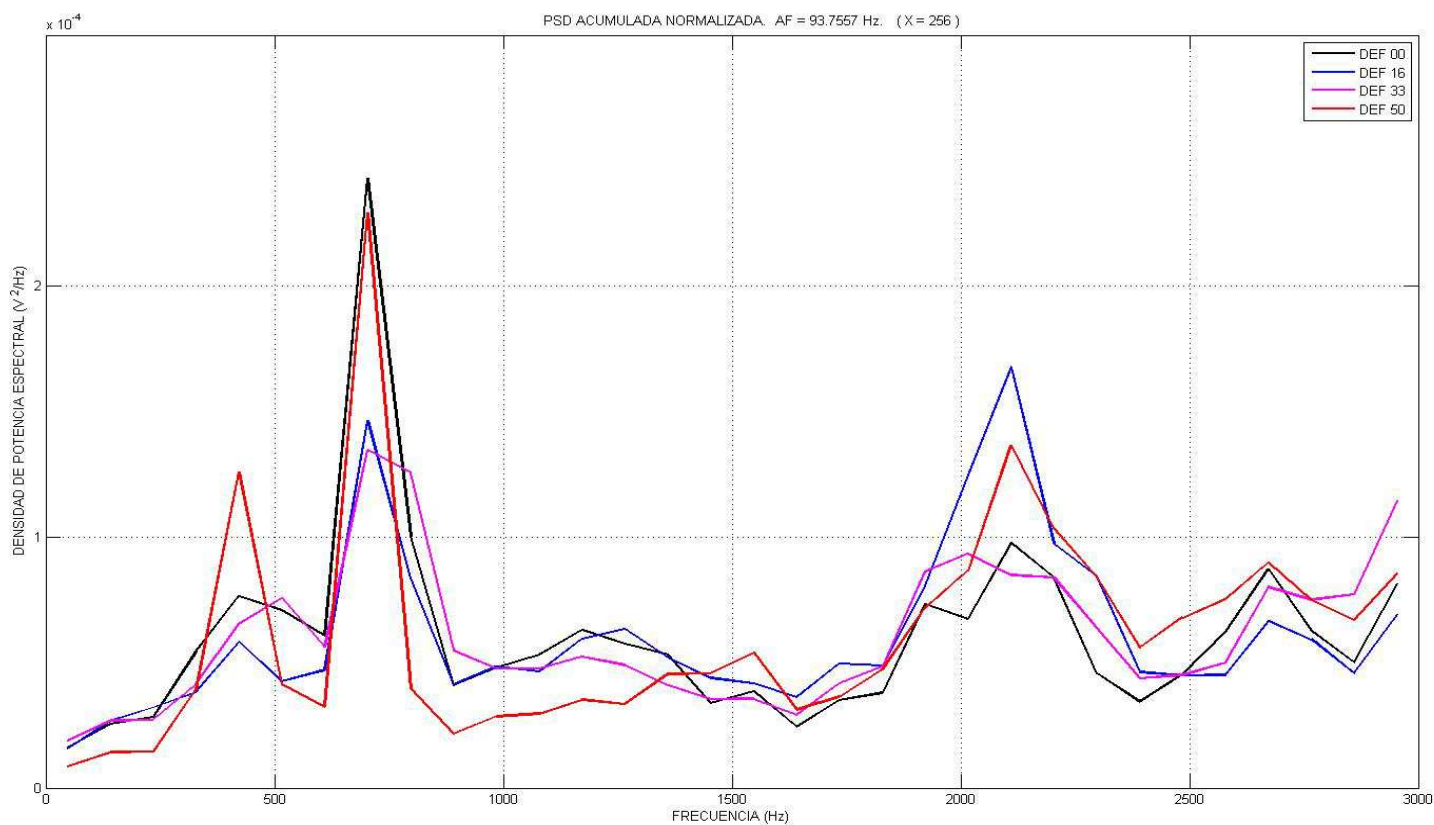
ESCALA DECIMAL (X= 128)



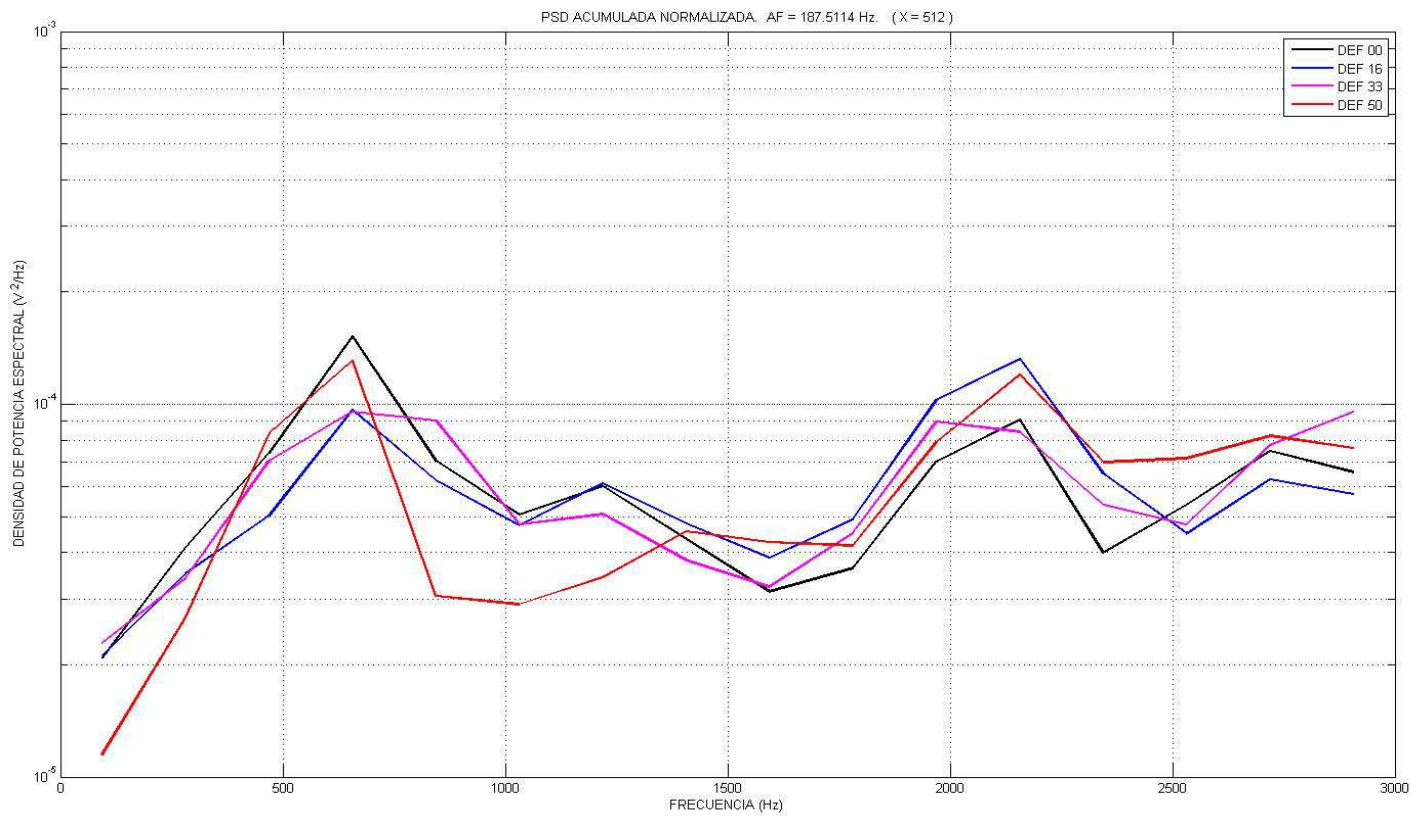
ESCALA LOGARITMICA (X=256)



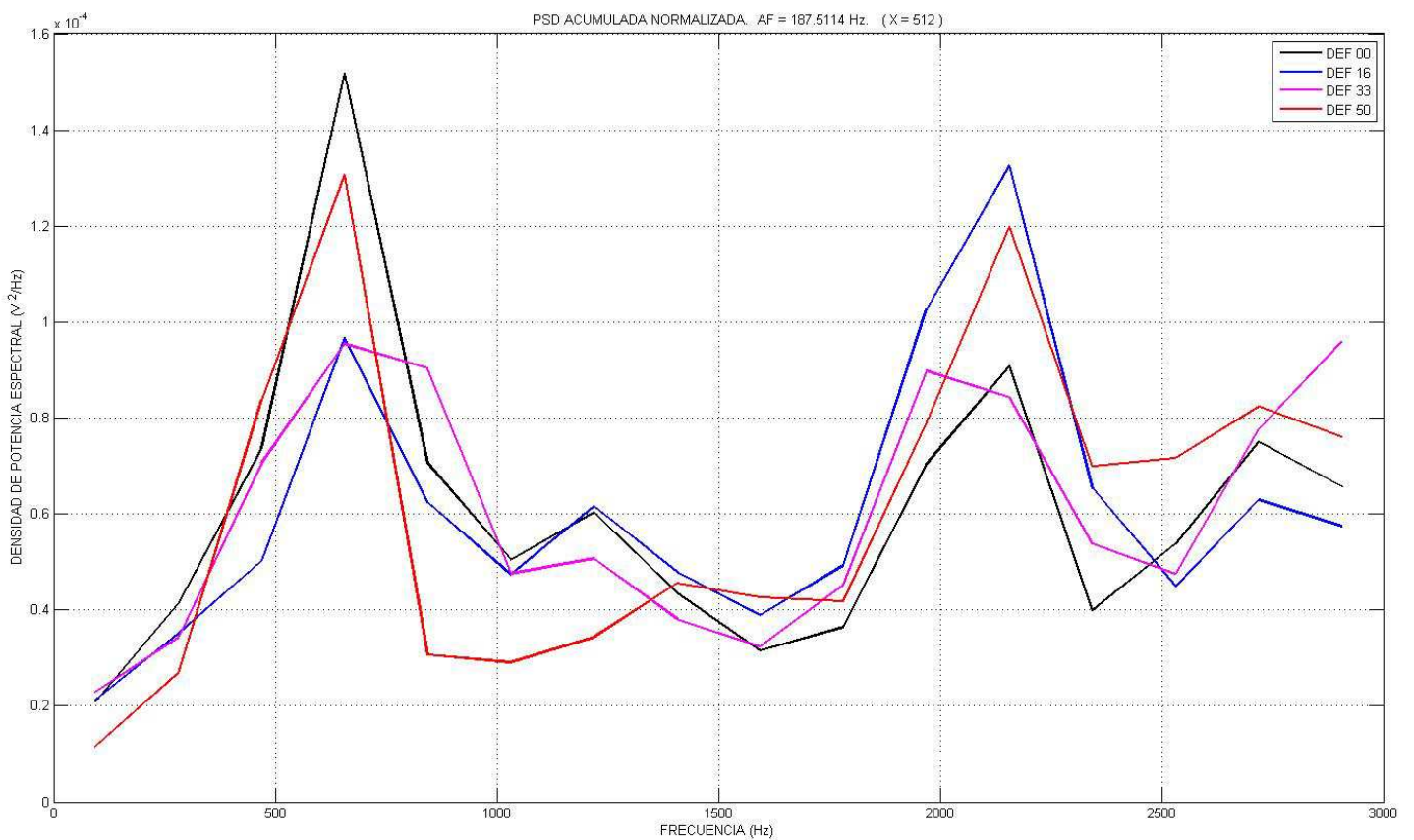
ESCALA DECIMAL (X= 256)



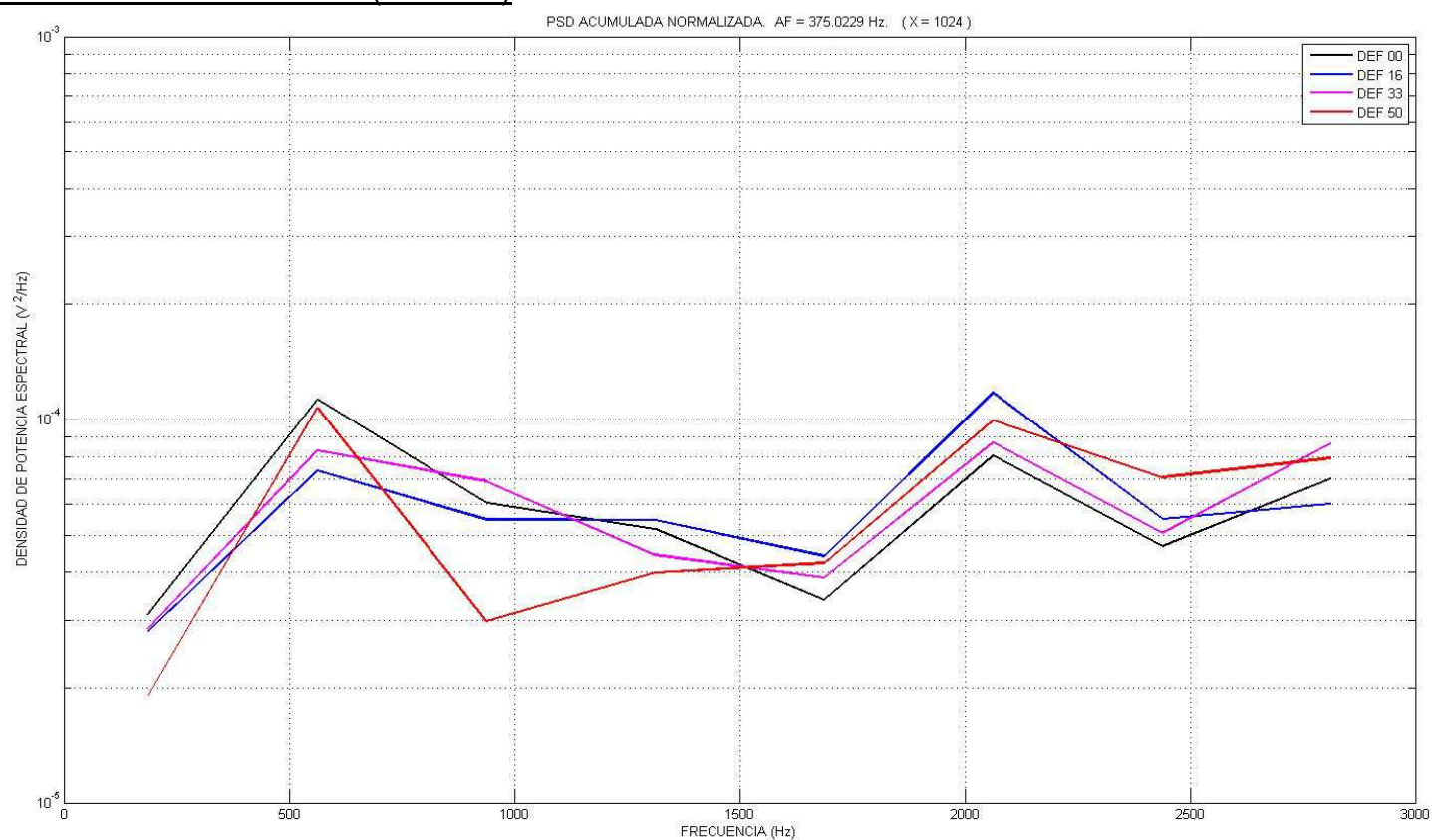
ESCALA LOGARITMICA (X= 512)



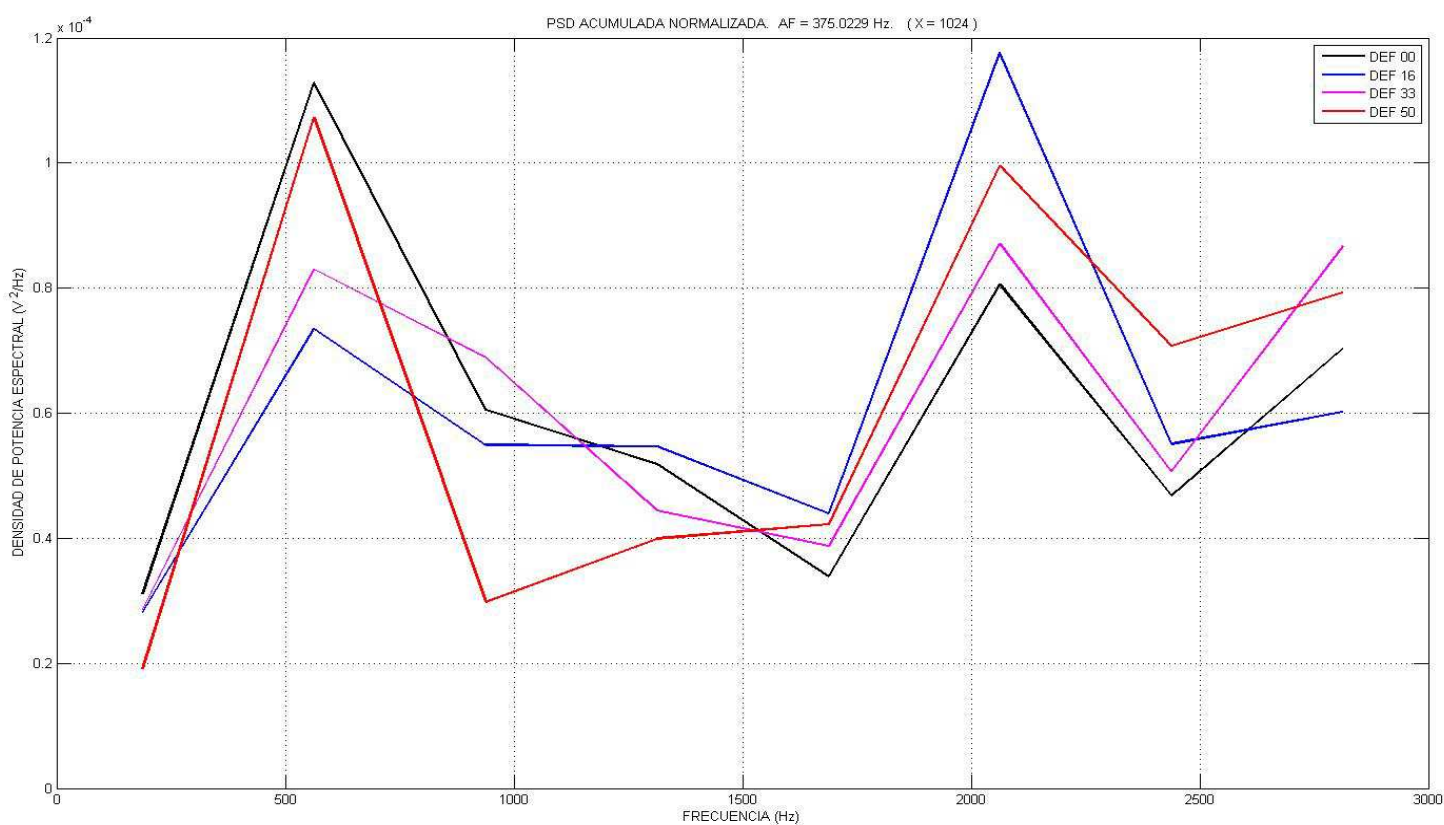
ESCALA DECIMAL (X= 512)



ESCALA LOGARITMICA (X= 1024)

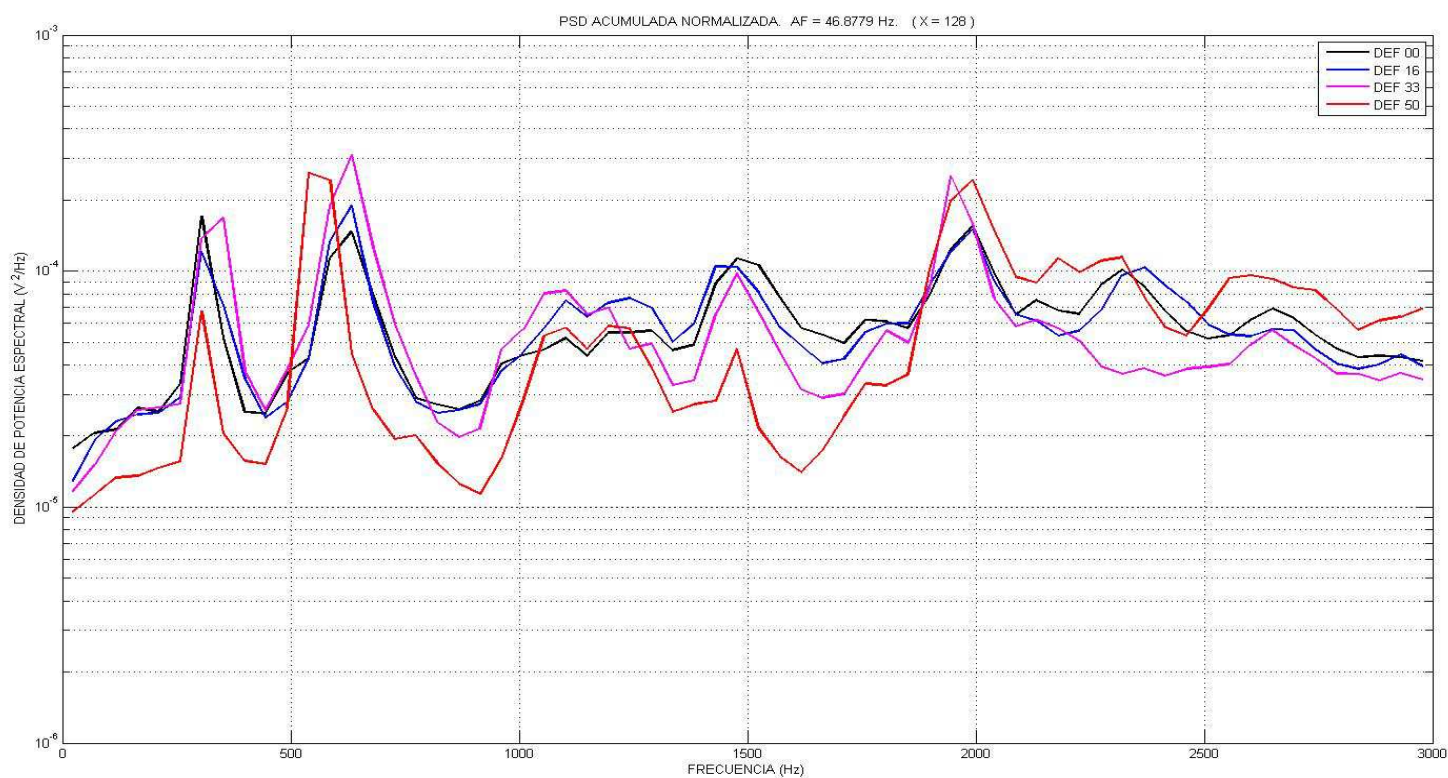


ESCALA DECIMAL (X= 1024)

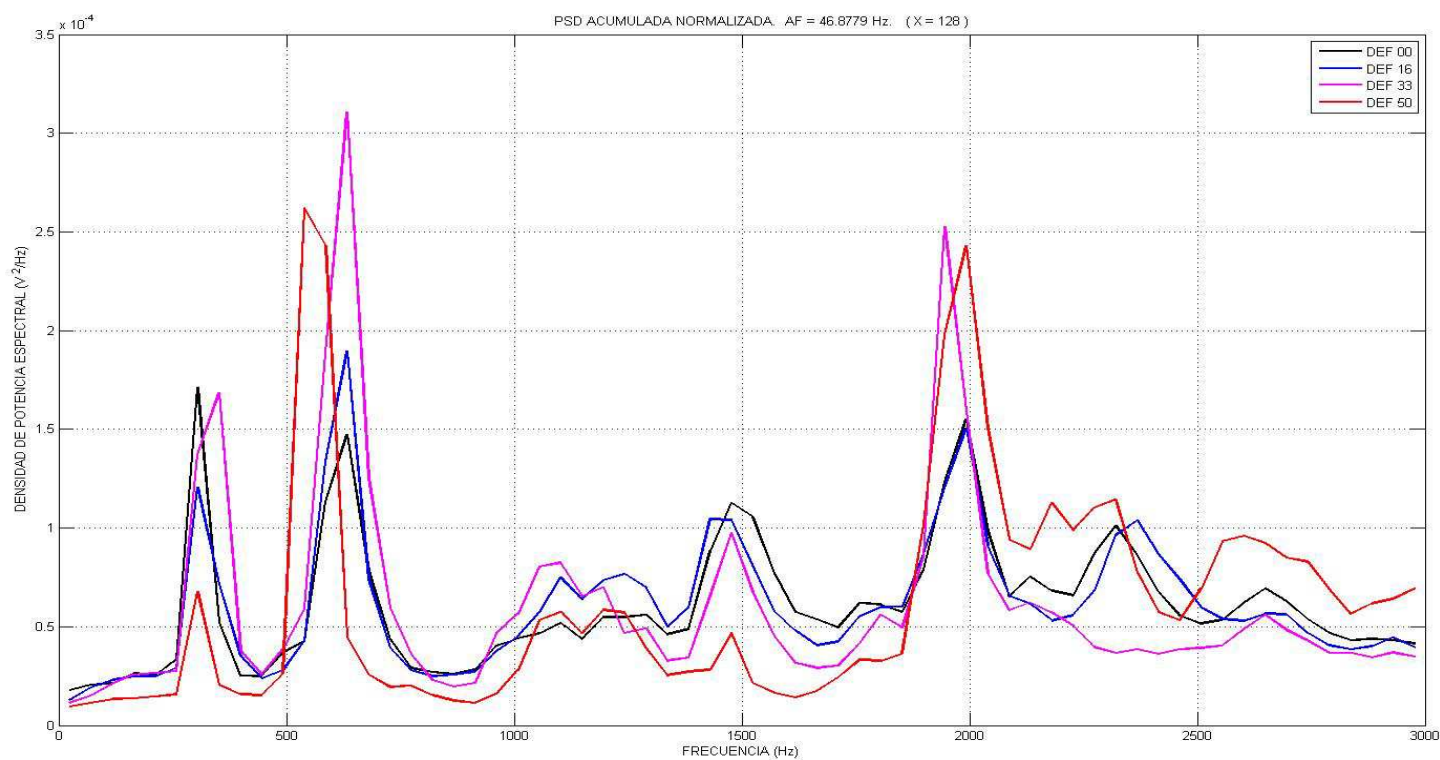


EJE 3 40 HZ.

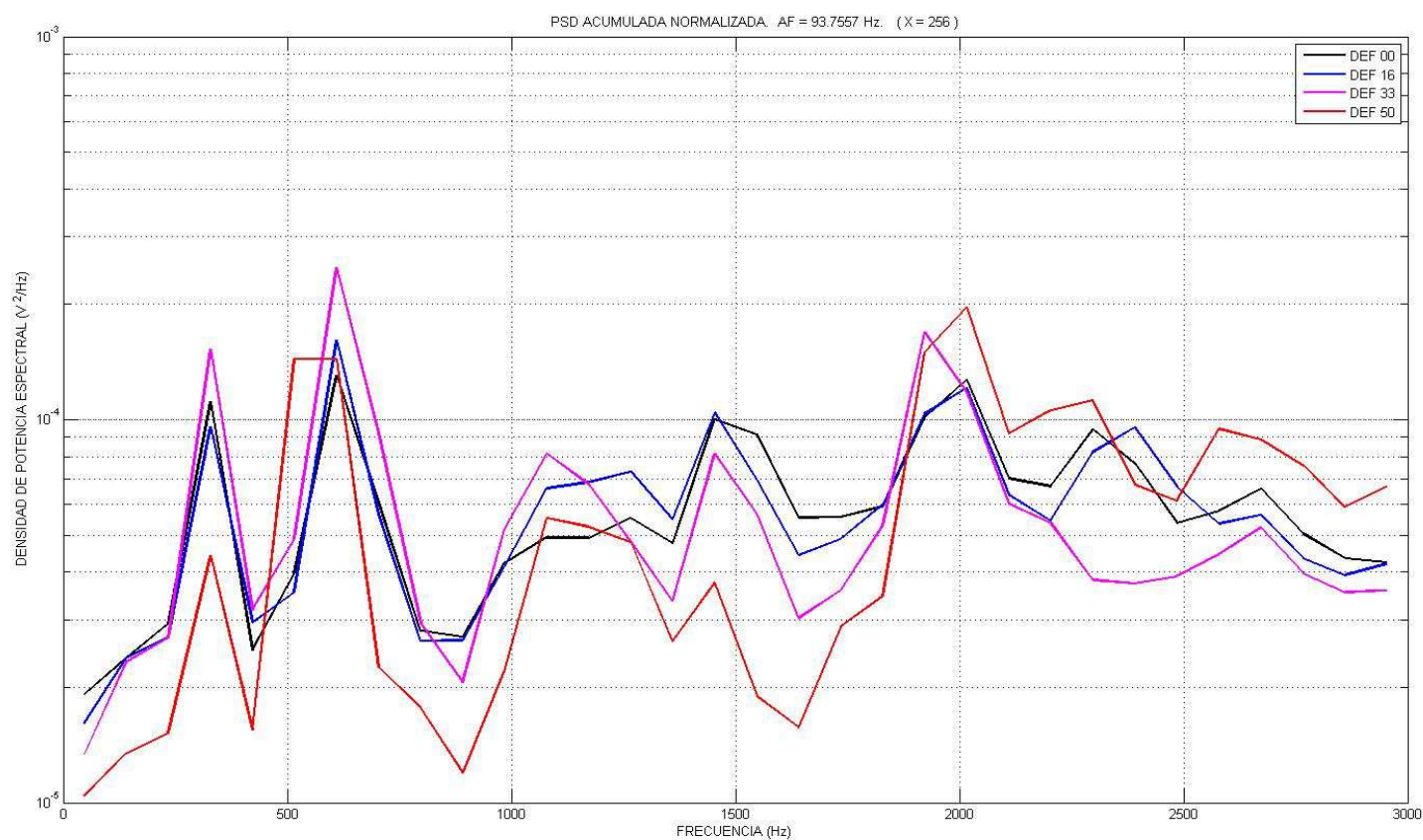
ESCALA LOGARITMICA (X= 128)



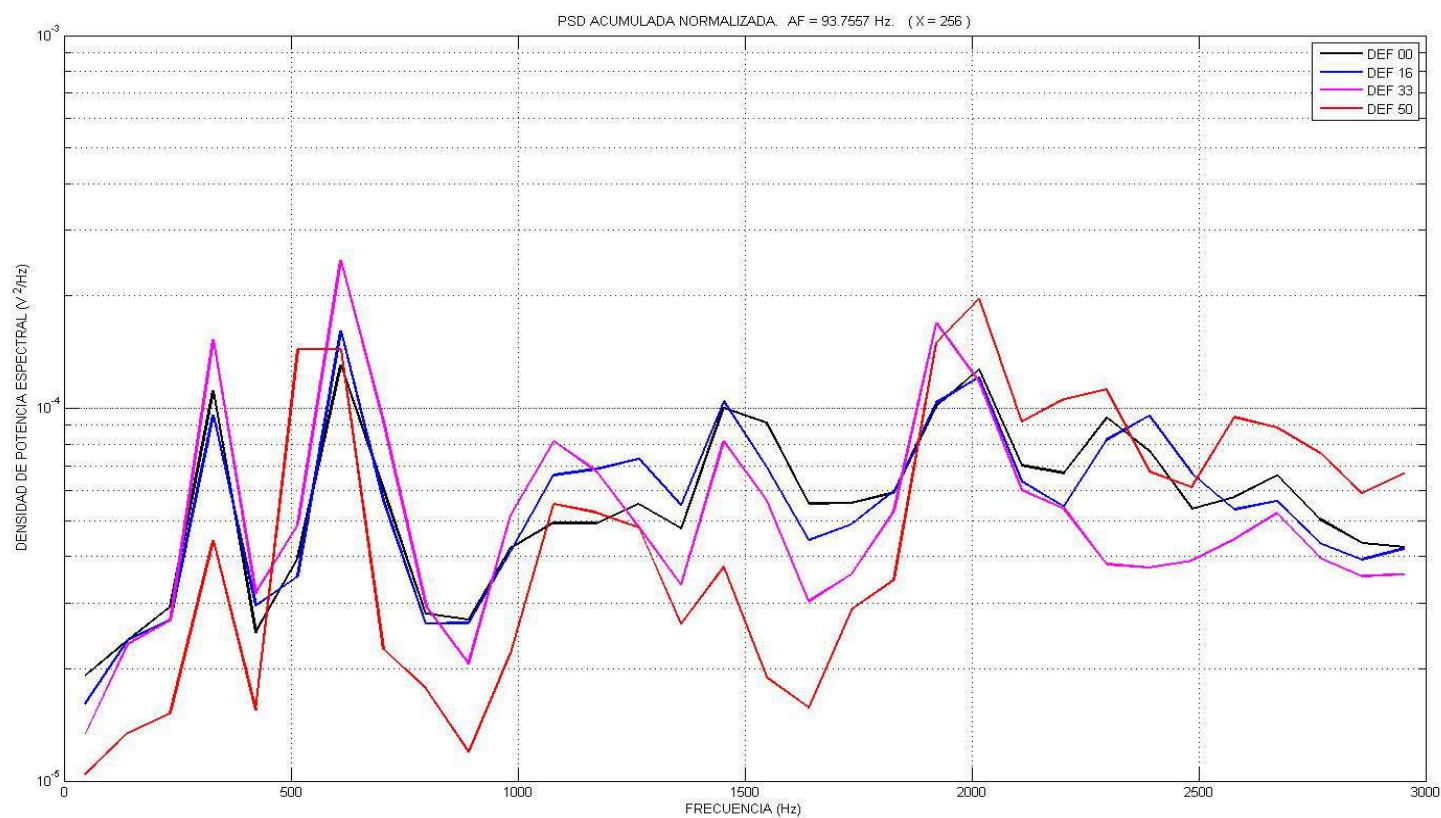
ESCALA DECIMAL (X= 128)



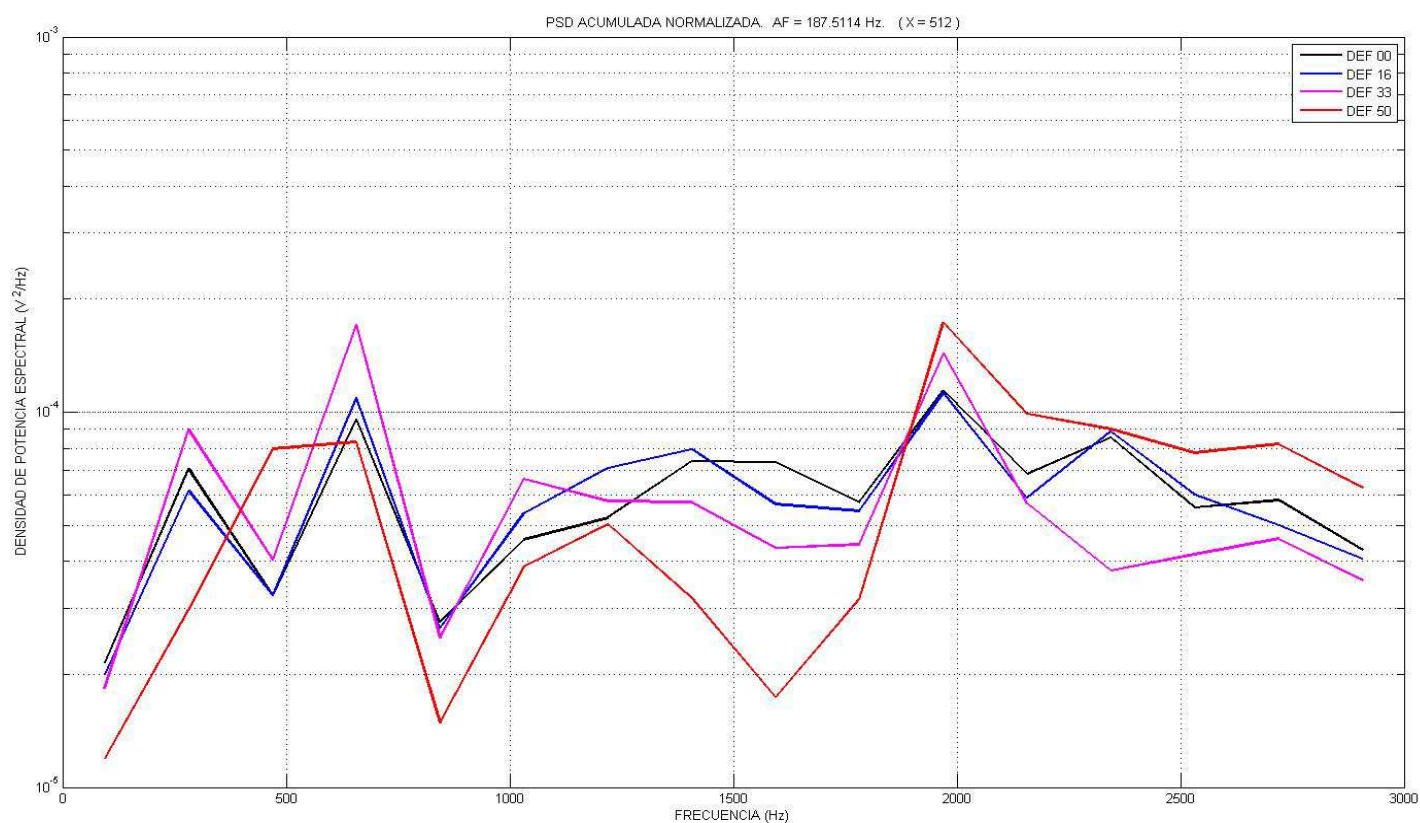
ESCALA LOGARITMICA (X= 256)



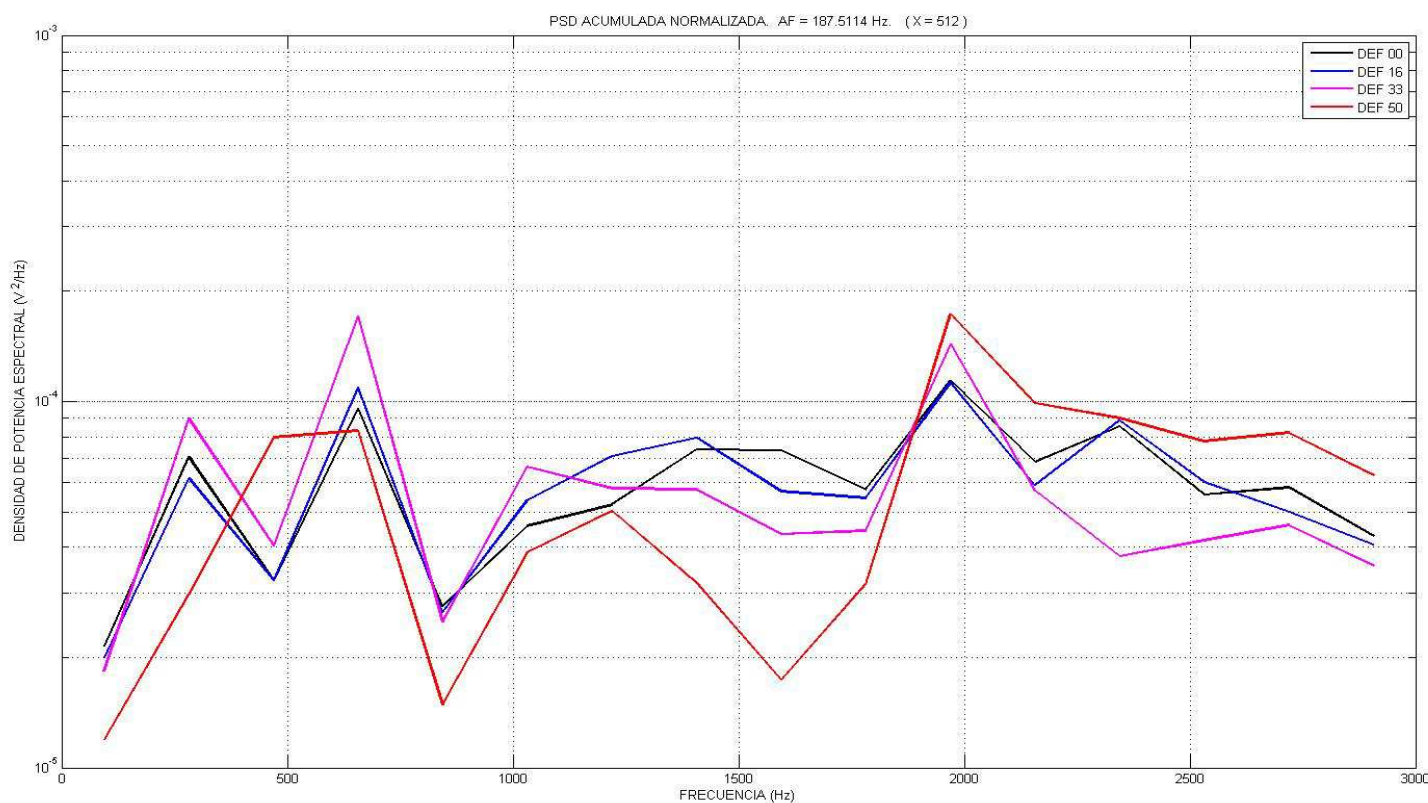
ESCALA DECIMAL (X= 256)



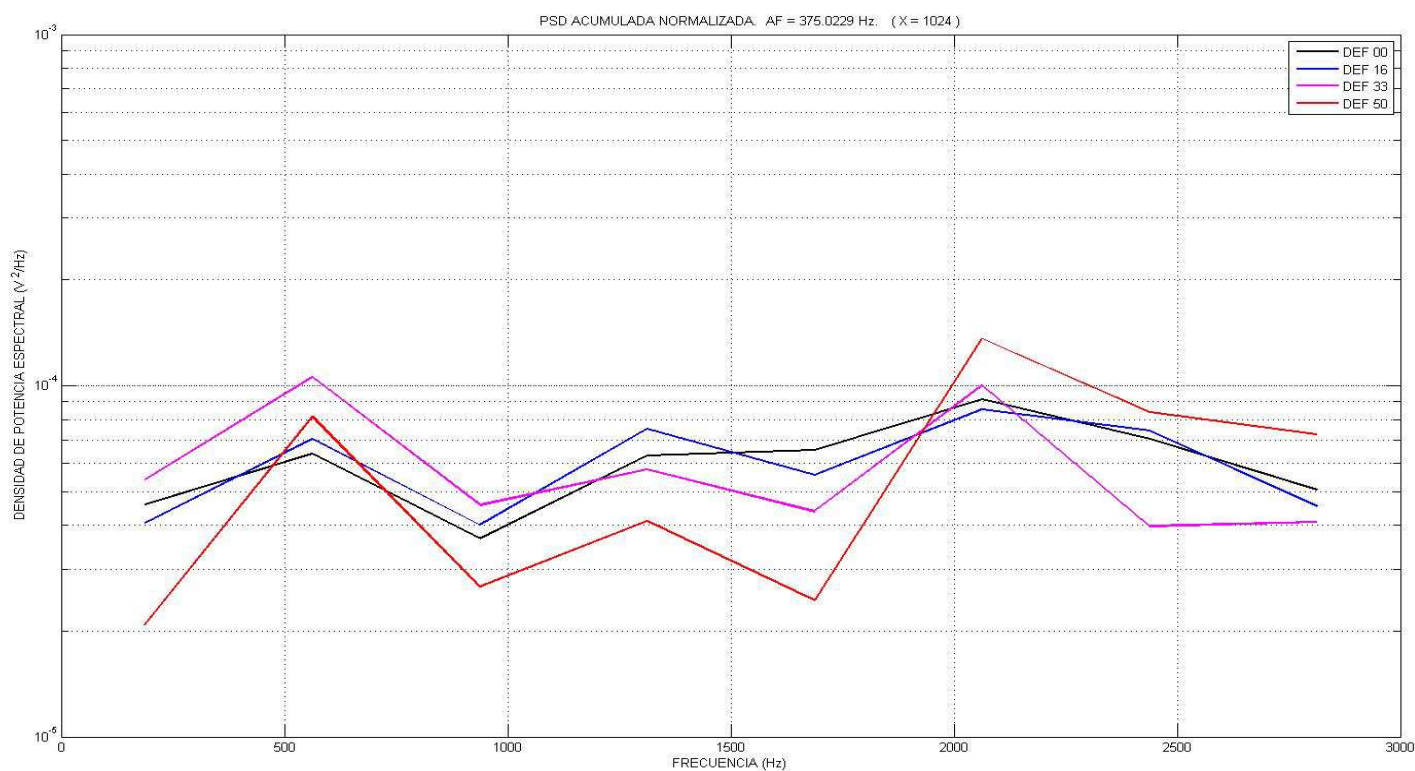
ESCALA LOGARITMICA (X= 512)



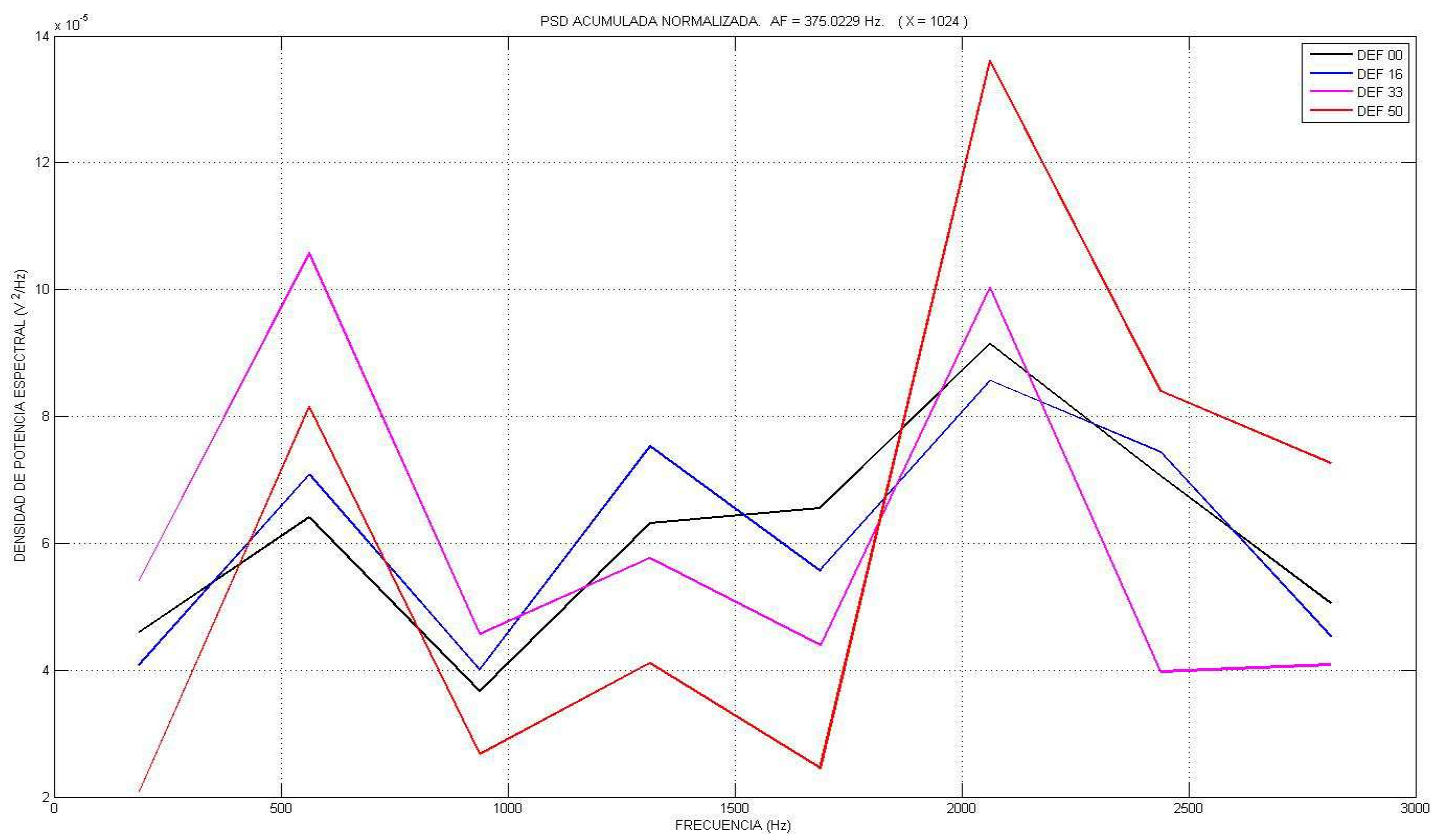
ESCALA DECIMAL (X= 512)



ESCALA LOGARITMICA (X=1024)

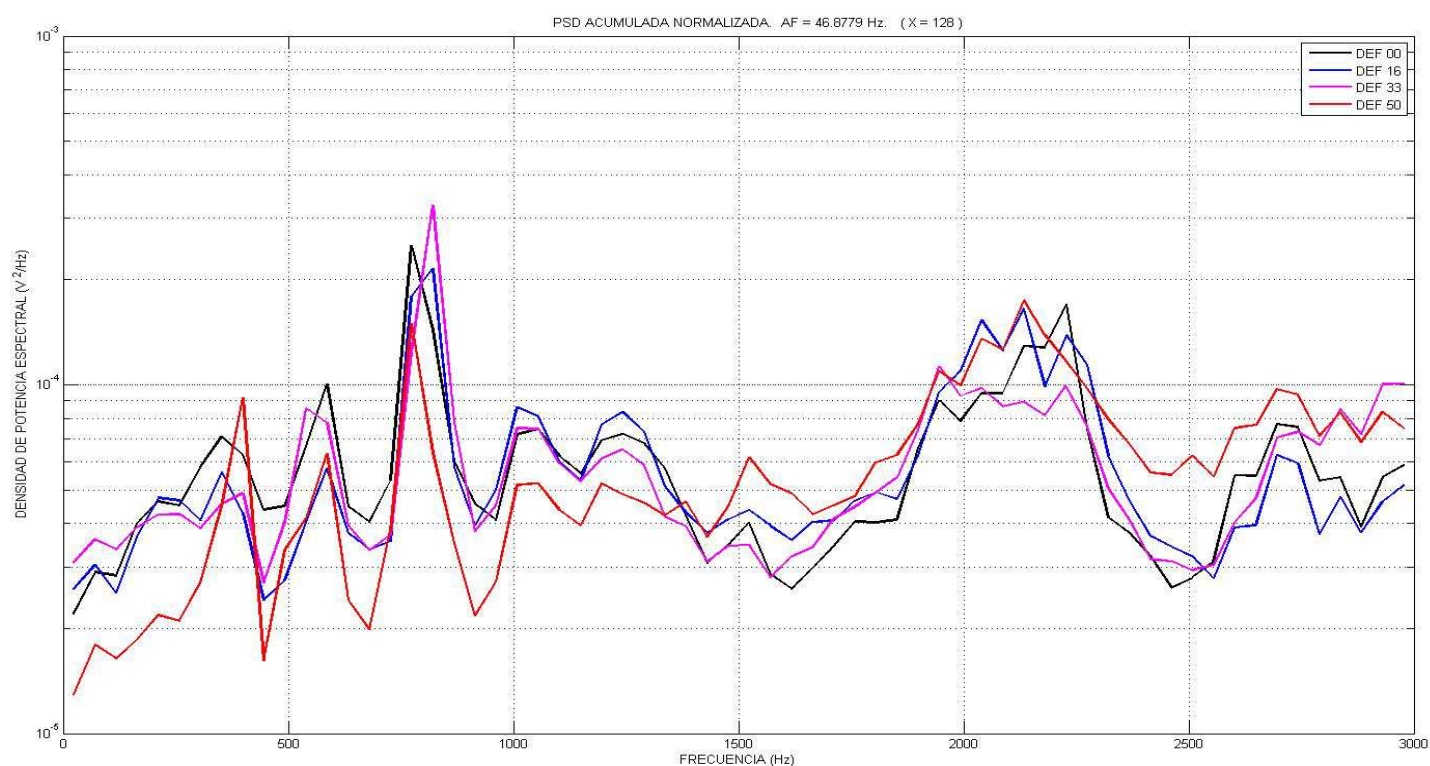


ESCALA DECIMAL (X= 1024)

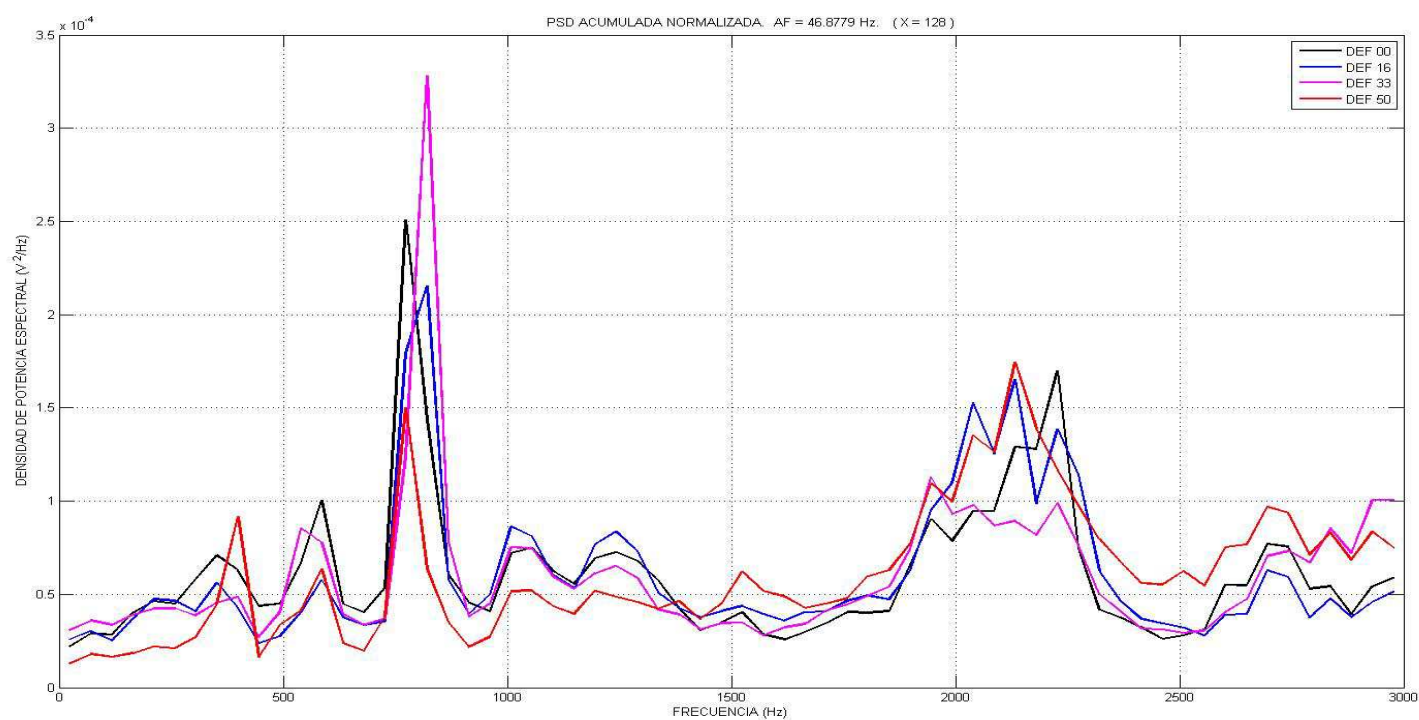


EJE 2 60 HZ

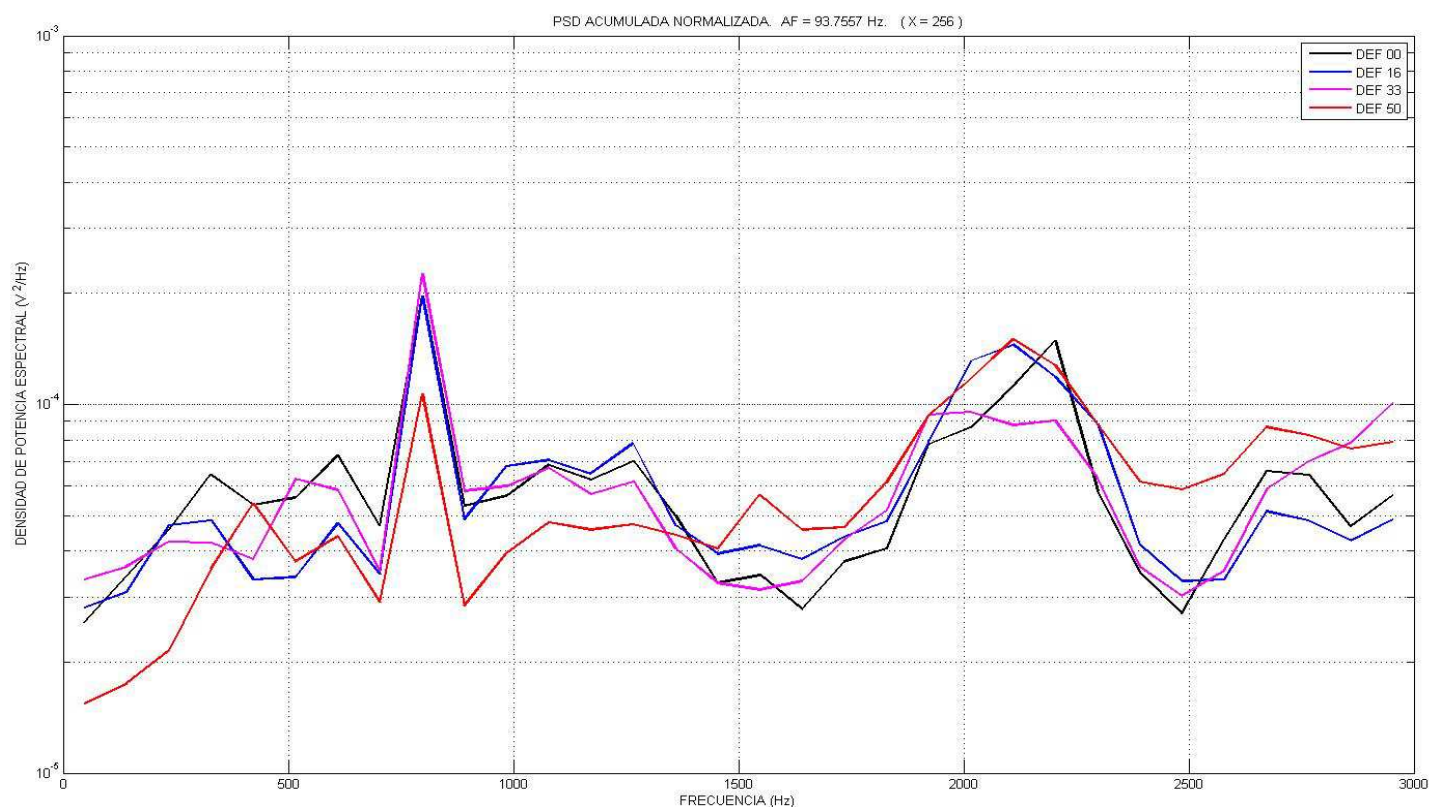
ESCALA LOGARITMICA (X=128)



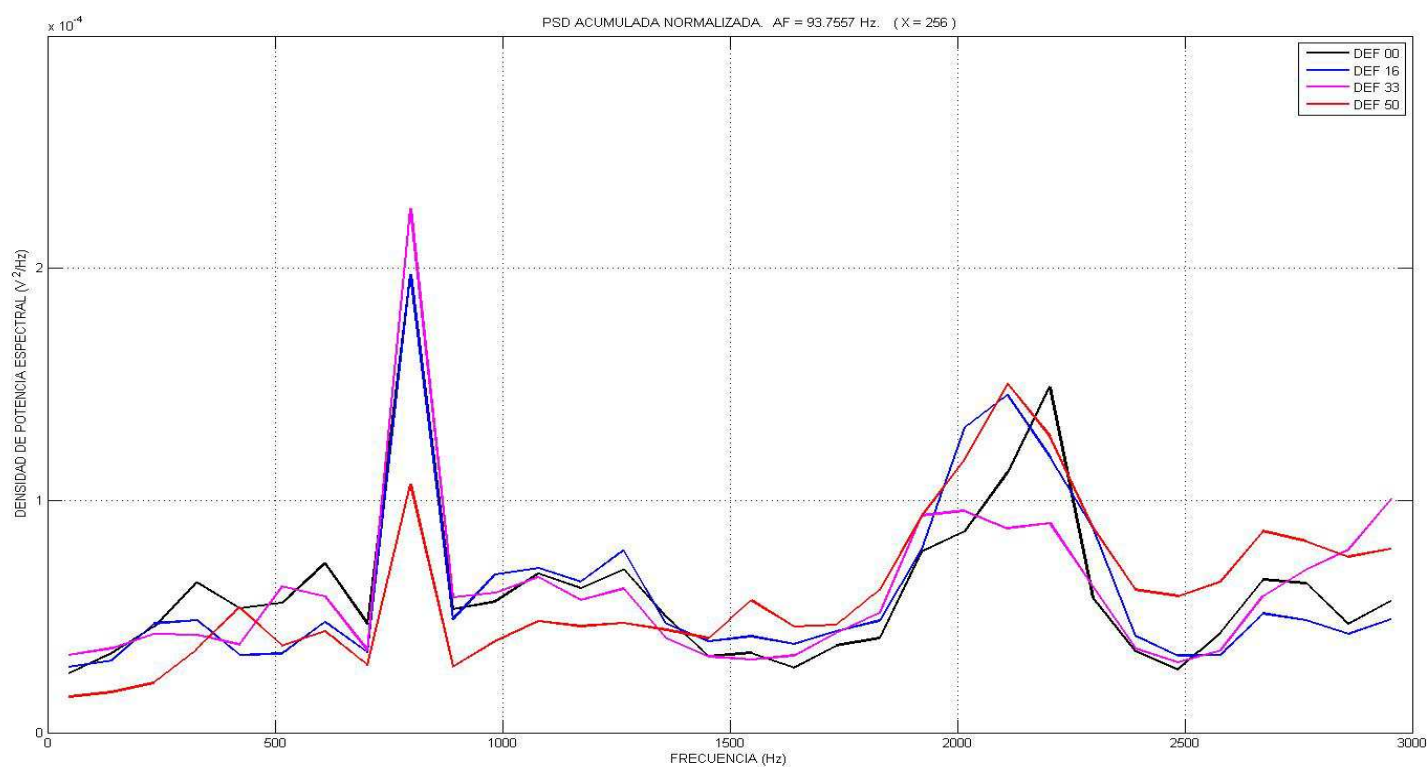
ESCALA DECIMAL (X= 128)



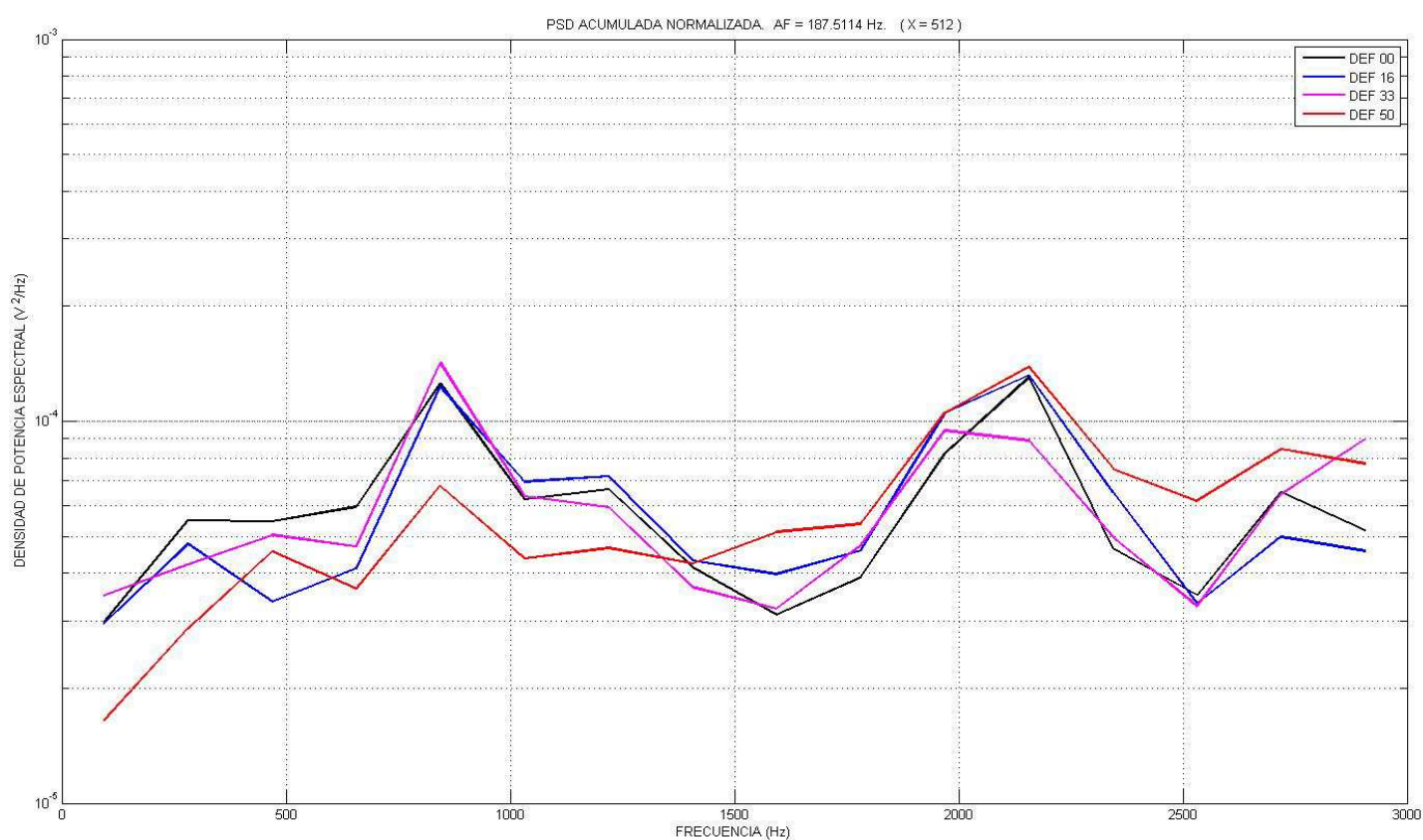
ESCALA LOGARITMICA (X=256)



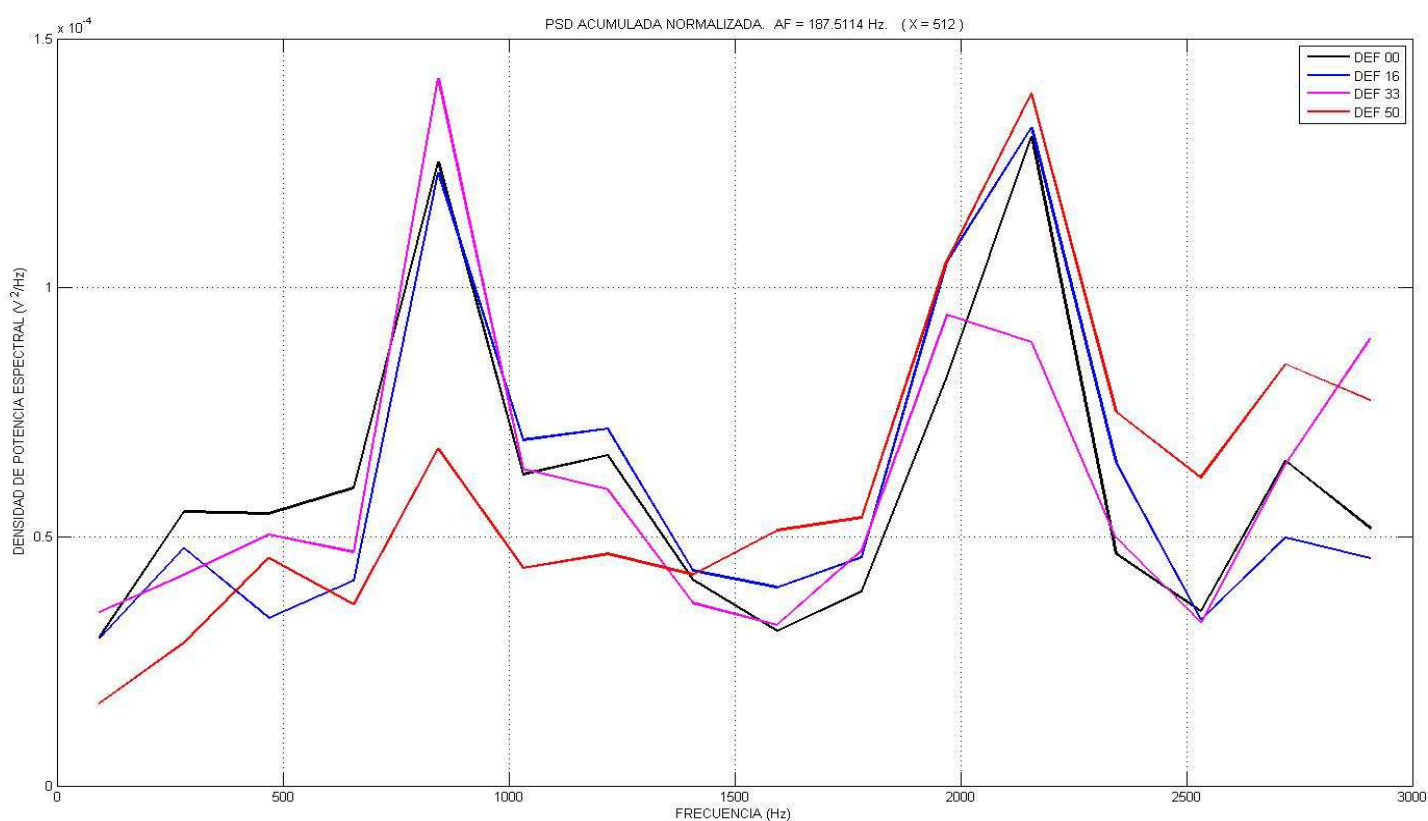
ESCALA DECIMAL (X= 256)



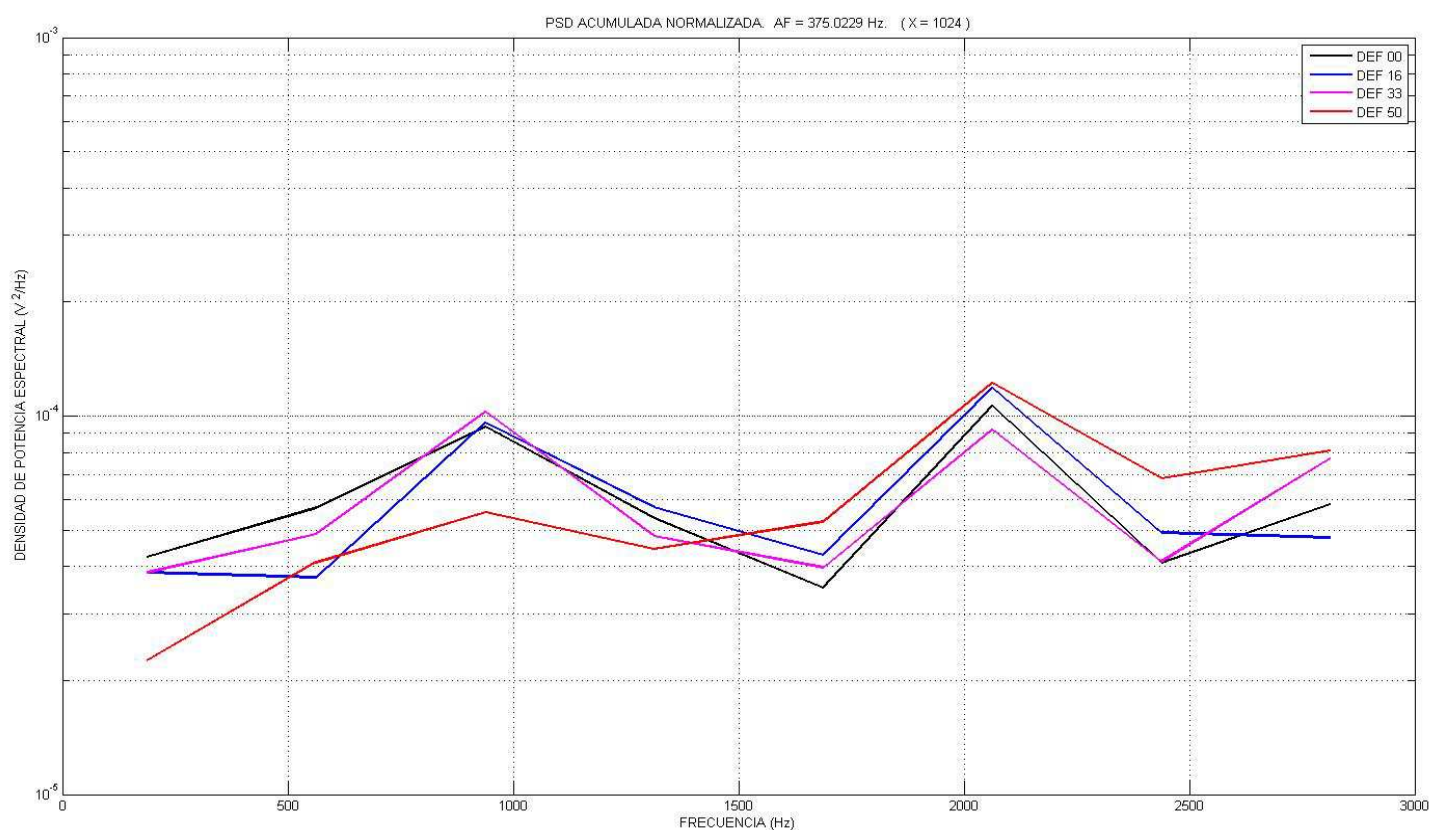
ESCALA LOGARITMICA (X=512)



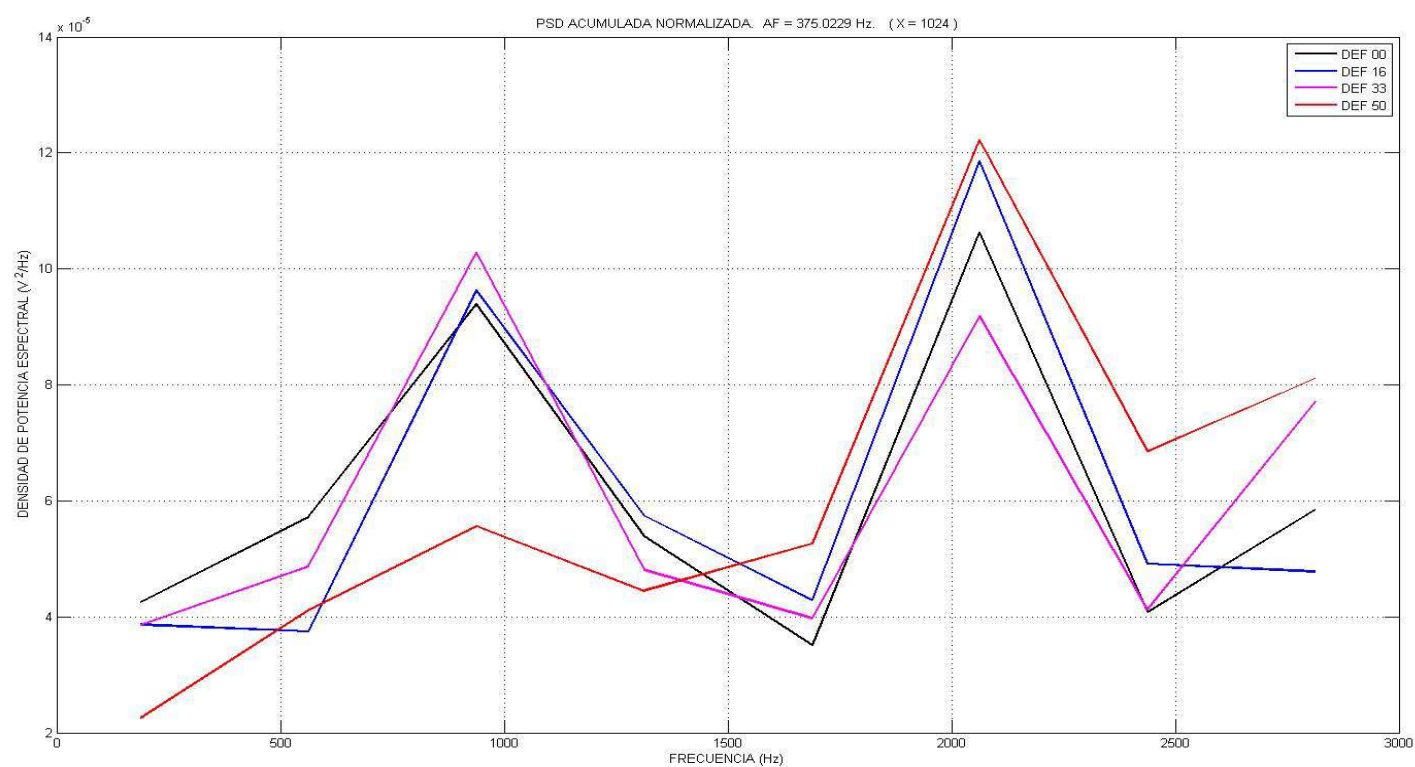
ESCALA DECIMAL (X= 512)



ESCALA LOGARITMICA (X=1024)

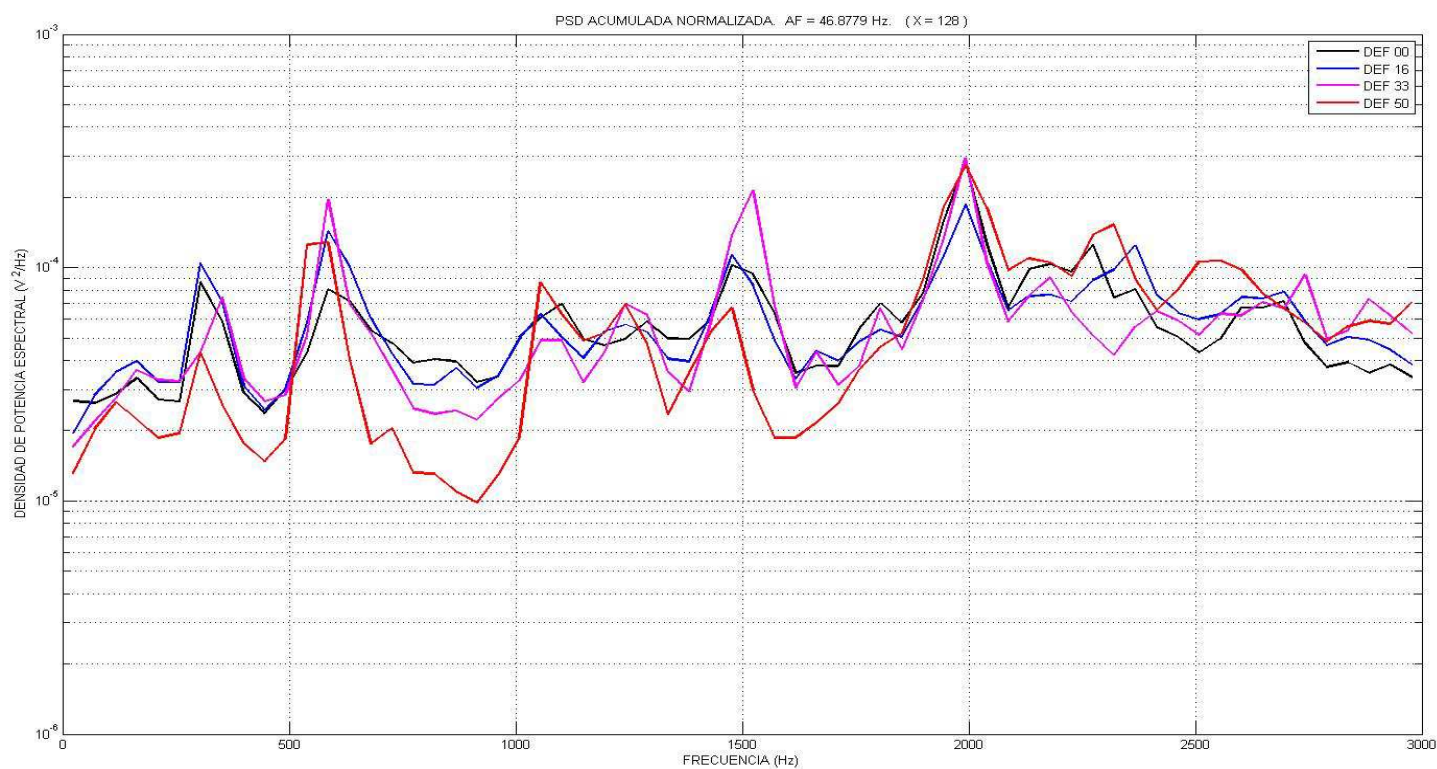


ESCALA DECIMAL (X= 1024)

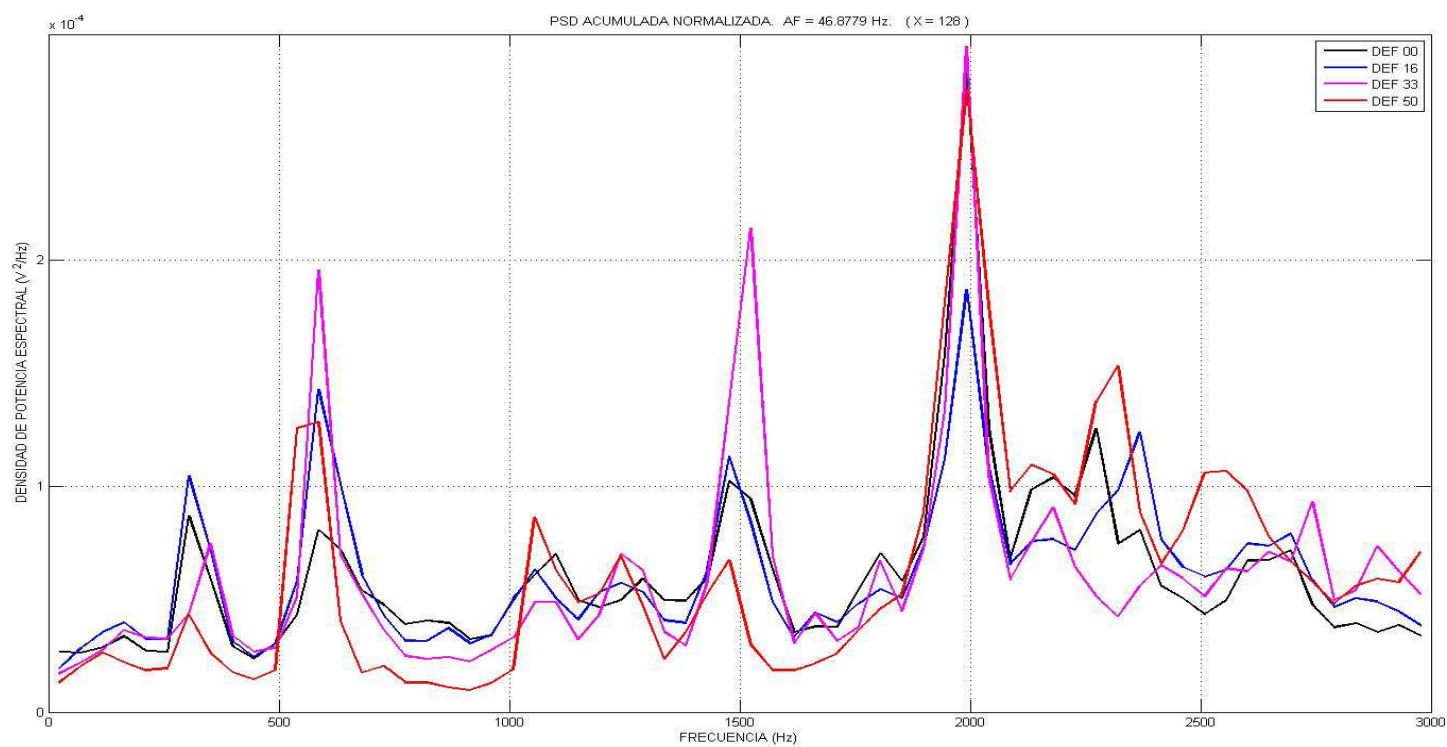


EJE 3 60 HZ.

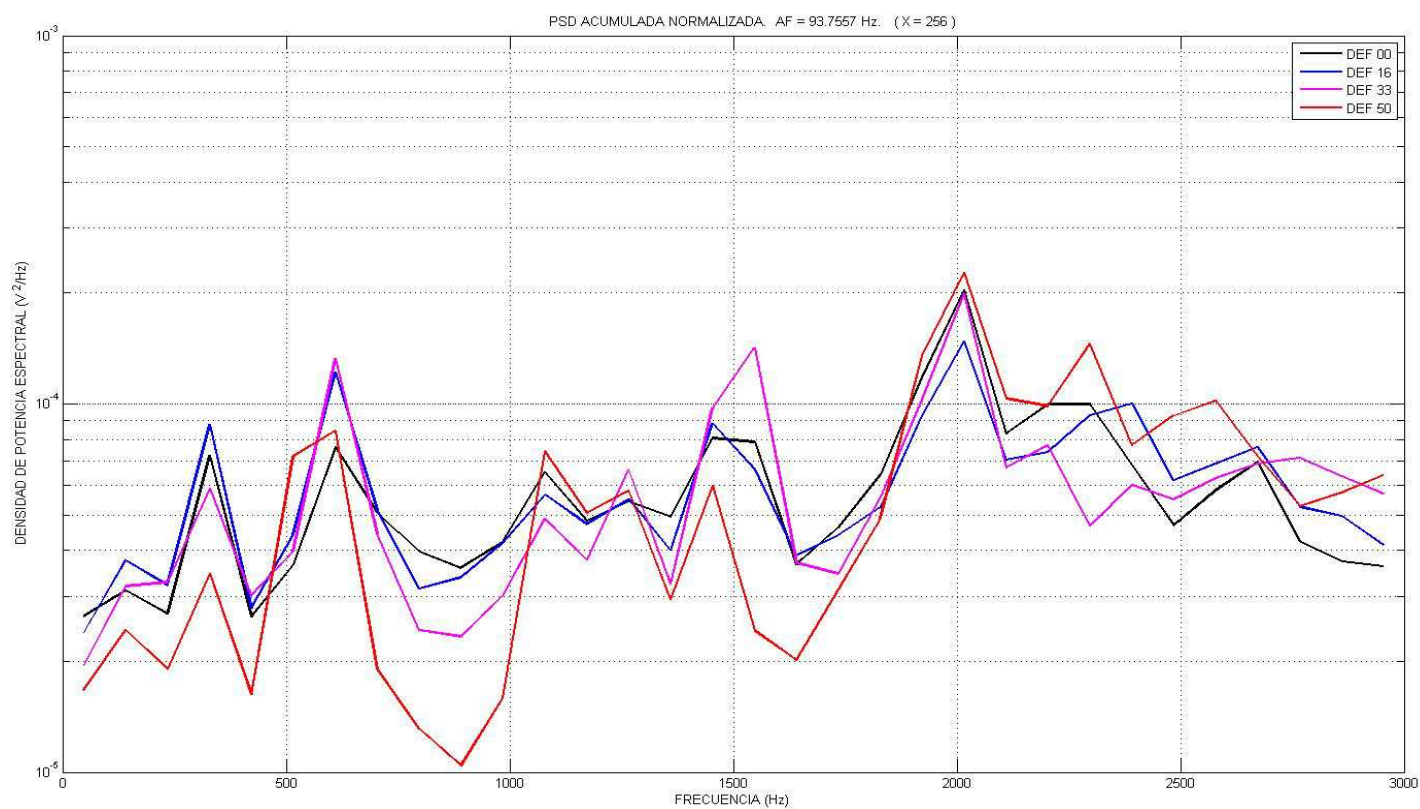
ESCALA LOGARITMICA (X=128)



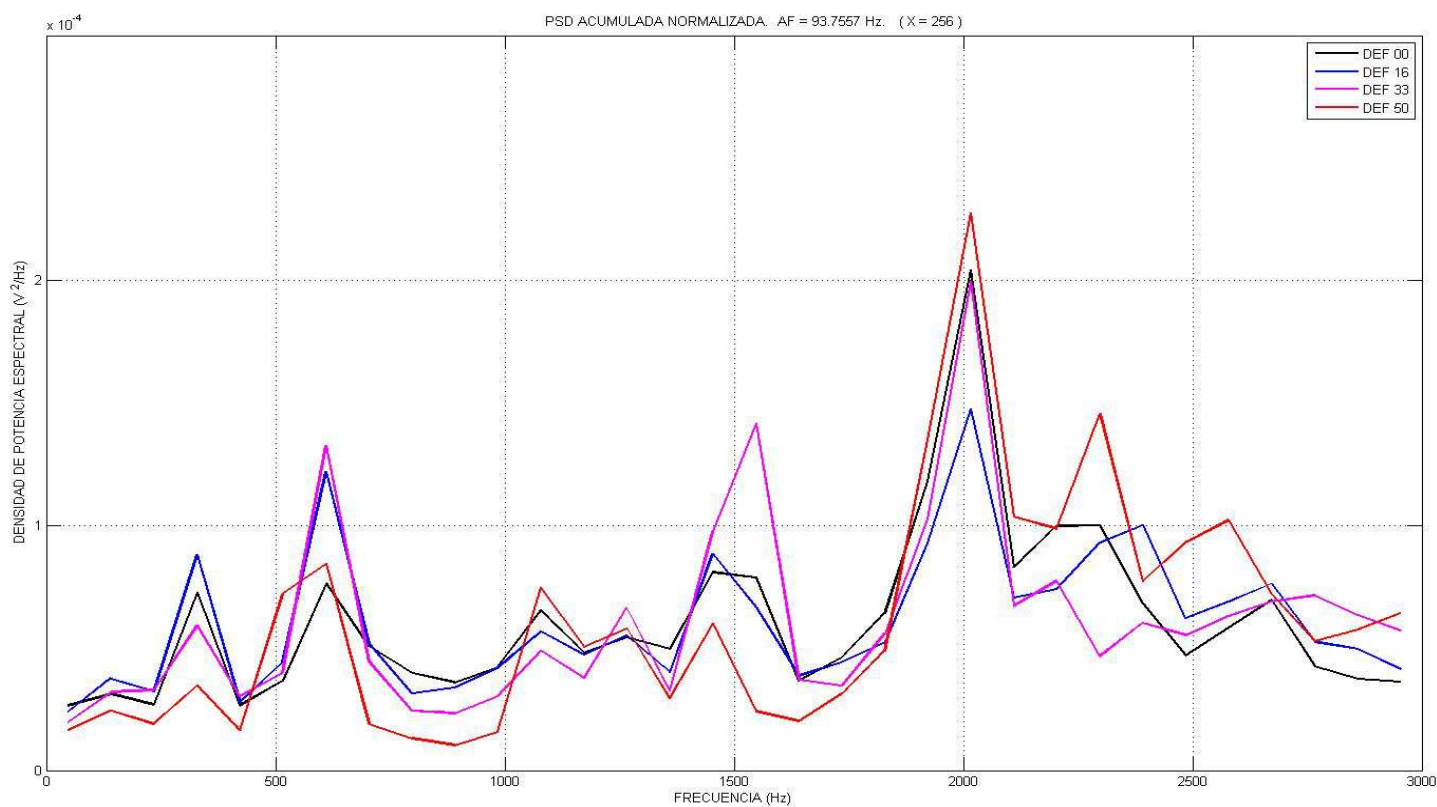
ESCALA DECIMAL (X= 128)



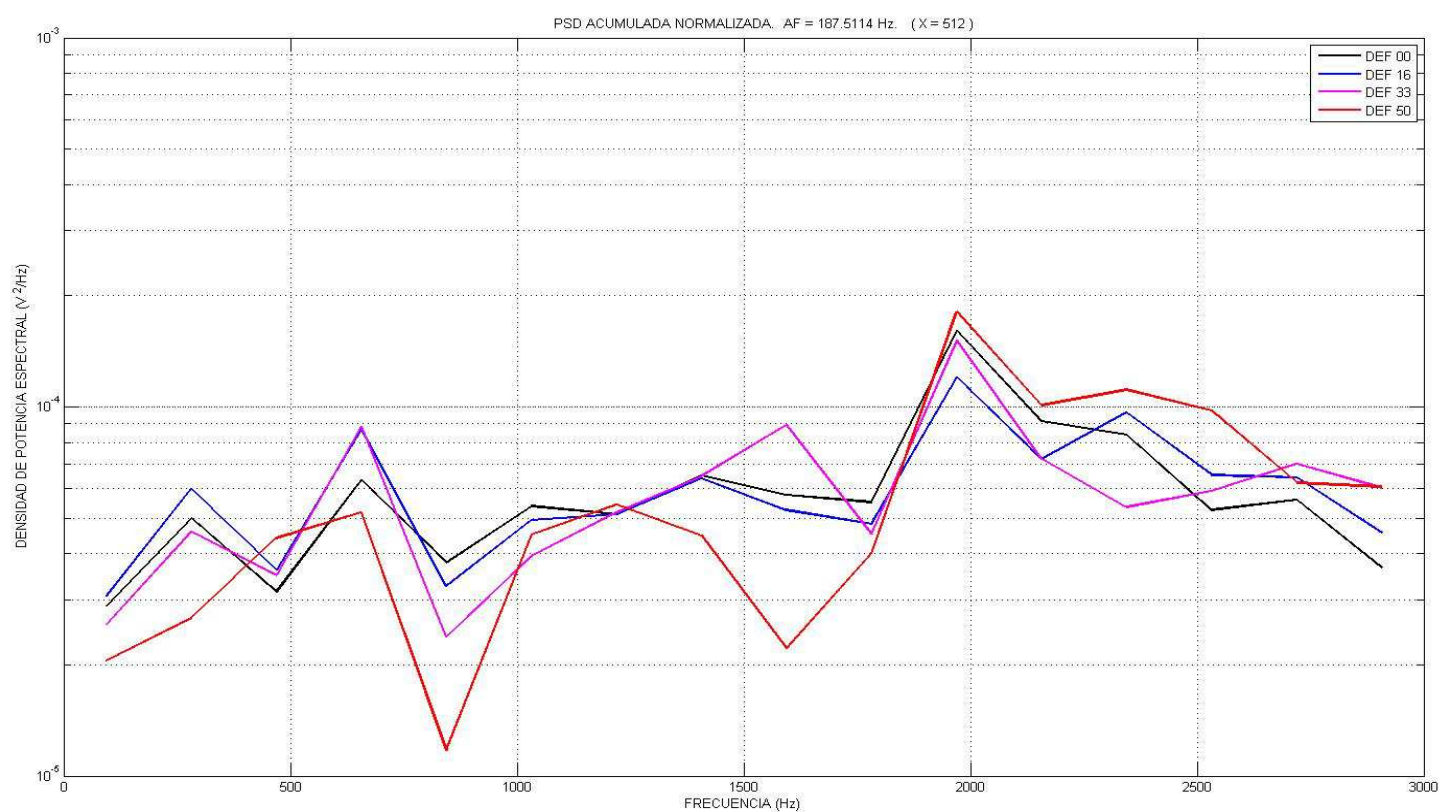
ESCALA LOGARITMICA (X=256)



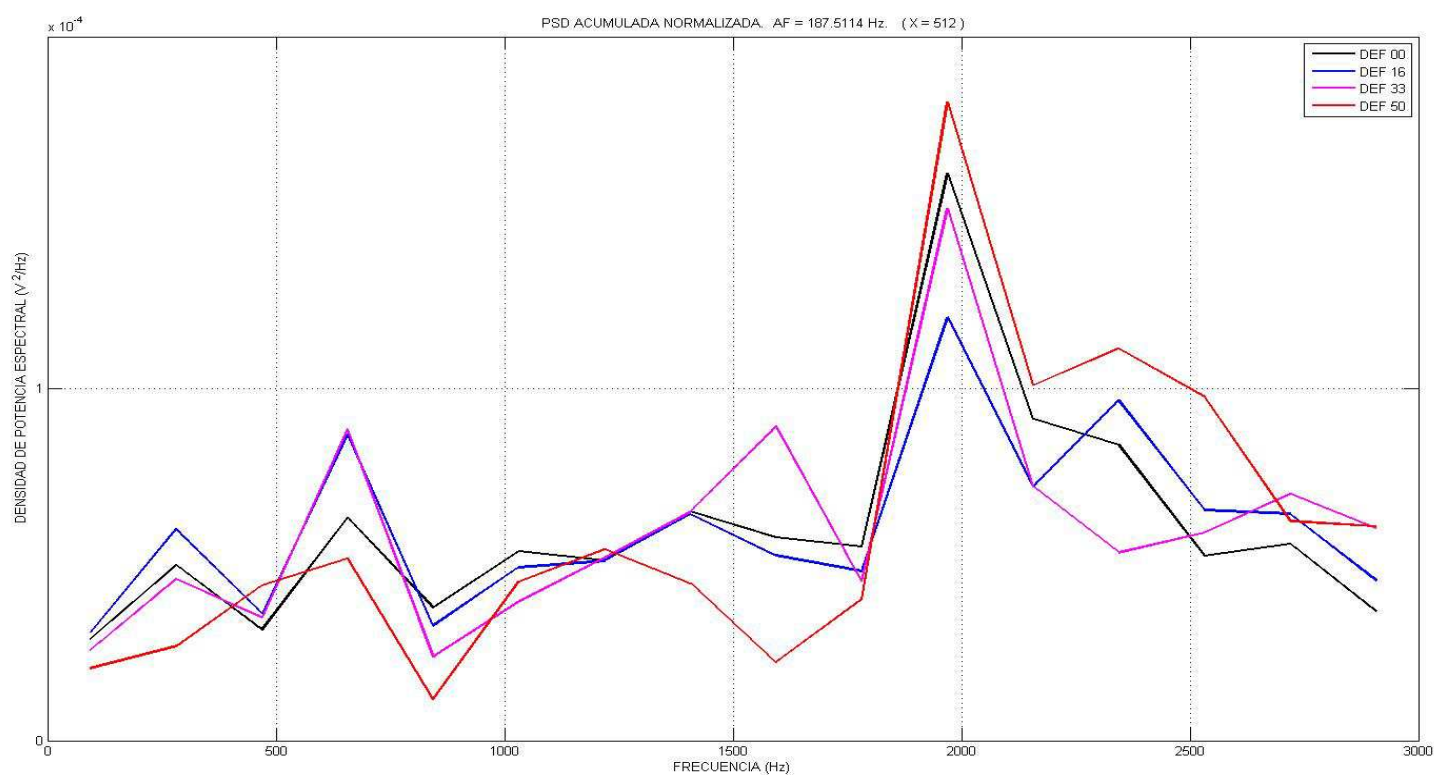
ESCALA DECIMAL (X= 256)



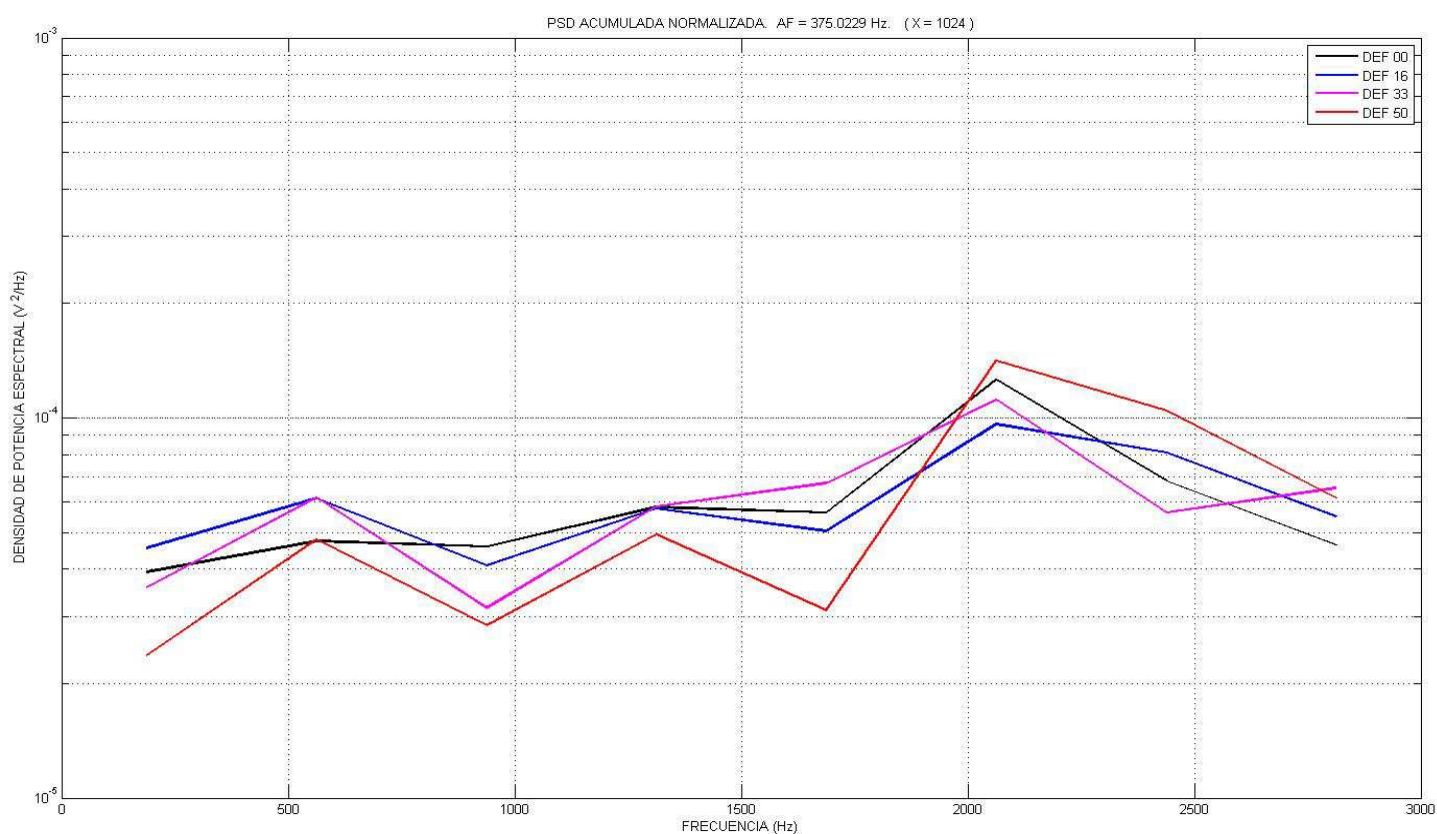
ESCALA LOGARITMICA (X=512)



ESCALA DECIMAL (X= 512)



ESCALA LOGARITMICA (X=1024)



ESCALA LOGARITMICA (X=1024)

